



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

TESIS DOCTORAL

Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire

Simulación, optimización y resultados experimentales

Autor:

José Daniel Marcos del Cano

Director:

Dr. Marcelo Izquierdo Millán

Leganés (Madrid), 2008

TESIS DOCTORAL

Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire

Simulación, optimización y resultados experimentales

Autor: **José Daniel Marcos del Cano**

Director: **Dr. Marcelo Izquierdo Millán**

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:

Leganés, de de

AGRADECIMIENTOS

Cuando uno culmina un trabajo al que se ha dedicado, casi de forma obsesiva, durante más de 4 años, siente una mezcla de euforia, felicidad y vacío. La elaboración de esta tesis doctoral difícilmente hubiera llegado a buen puerto sin el apoyo recibido, durante todo este tiempo, por muchas personas a las que aquí deseo expresamente dar las gracias.

En primer lugar, quiero expresar un profundo agradecimiento a mi director (y maestro) Marcelo Izquierdo. Él me ha enseñado todo lo que sé sobre el mundo de la “absorción” y, junto a su saber científico, he de agradecer especialmente su calidad como persona.

El brazo derecho de Marcelo en Arganda es Emilio Martín, un auténtico sabio en el trabajo experimental. De él aprendí, casi *inopinadamente*, que las máquinas de absorción están “vivas” y así, me enseñó a manipularlas, descristalizarlas soplete en mano e incluso a escucharlas!. Este tipo de conocimiento está claro que no se aprende en las Escuelas de Ingeniería. Gracias Emilio.

Del *Grupo de Arganda* mención especial merece mi compañera de fatigas, de alegrías y de algún que otro quebradero de cabeza durante todo este período: Raquel Lizarte (muchas gracias Rache), así como nuestras últimas incorporaciones al grupo, Esther y David.

También deseo expresar mi agradecimiento a mis compañeros del Departamento de Ingeniería Energética de la UNED, en especial a Javier Sanz, cuya mediación fue clave para que pudiera realizar la tesis con Marcelo; a Alicia y Chelo que siempre han estado ahí insuflándome ánimo en los momentos más difíciles, y a Patrick, mi compañero de despacho, por su silenciosa complicidad.

Asimismo mi agradecimiento para el Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos de la Universidad Carlos III, que me acogieron como si fuera un miembro más del mismo.

Quiero agradecer especialmente al profesor Infante Ferreira por todo el tiempo y sabiduría que me brindó durante mi estancia en la Universidad Tecnológica de Delft.

De mi tierra leonesa doy gracias por todo su amor a mis padres y mis hermanos que han gozado y sufrido este tiempo, siempre a mi lado; y a todos mis amigos-as (especialmente a Isabel) que “entrañablemente” me preguntaban, día sí, día también, qué demonios es lo que estaba haciendo para tardar tanto en terminar.

Un agradecimiento desde el corazón para Pohuvipre, la Hortaleza Family, y en especial para José Ignacio y Merche, sin cuya cercanía y consejos esta tesis no hubiera sido la misma.

Por último, doy gracias a quien hoy día supone el impulso en mi vida. Gracias Aitziber.

“La verdadera ciencia enseña, por encima de todo, a dudar y a ser ignorante”
(Miguel de Unamuno)

ÍNDICE

Índice de figuras	IV
Índice de tablas	IX
Resumen	X
Nomenclatura	XIV
1. Introducción	1
1.1. Interés por el tema	2
1.2. Objetivos de la tesis	8
2. Fundamentos de la tecnología de absorción	11
2.1. Evolución histórica	12
2.2. Clasificación de las máquinas de absorción	15
2.3. Ciclo de simple efecto	17
2.3.1. Descripción general	17
2.3.2. Fluidos de trabajo	19
2.3.3. Balances de masa y energía	24
2.3.4. Coeficiente de Eficiencia Energética	29
2.4. Ciclo de efecto mitad	31
2.5. Ciclo de doble efecto	32
2.5.1. Descripción general	32
2.5.2. Clasificación	36
3. Estado del arte	39
3.1. Las máquinas de absorción de pequeña potencia condensadas por agua	40
3.1.1. Simple efecto	40
3.1.2. Efecto mitad	41
3.1.3. Doble efecto	41
3.2. Las máquinas de absorción condensadas por aire	42
3.2.1. Introducción	42
3.2.2. Simple efecto	44
3.2.3. Efecto mitad	48
3.2.4. Doble efecto	49
3.3. Las máquinas de absorción de pequeña potencia condensadas por aire en el mercado	51

4. La máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por agua	57
4.1. Modelización	58
4.1.1. Fluidos interiores	60
4.1.2. Fluidos exteriores	66
4.2. Optimización del COP	67
4.3. Simulación	72
4.3.1. Introducción	72
4.3.2. Resultados para tres días característicos	72
4.3.3. Resultados estacionales	82
4.3.4. Influencia del consumo de los equipos auxiliares sobre el COP	88
4.4. Conclusiones	90
5. La máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire	91
5.1. Modelización	92
5.2. Optimización del COP	94
5.3. Simulación	97
5.3.1. Resultados para tres días característicos	97
5.3.2. Resultados estacionales	107
5.3.3. Influencia del consumo de los equipos auxiliares sobre el COP	110
5.4. Conclusiones	111
6. Modelo experimental	113
6.1. Introducción	114
6.2. Descripción del prototipo I (PI)	115
6.3. Variables del proceso experimental	118
6.3.1. Variables manipuladas	122
6.3.2. Variables de seguimiento	123
6.3.3. Variables de control	125
7. Resultados experimentales	129
7.1. Introducción	130
7.2. Protocolo de ensayos	130
7.2.1. Prototipo I	131
7.2.2. Prototipo II	132
7.3. Resultados experimentales	133

7.3.1. Prototipo I	133
7.3.2. Prototipo II	141
7.4. Comparación de los resultados experimentales y los de simulación	158
7.5. Comparación de las prestaciones del PII con las máquinas existentes en el mercado	160
7.6. Análisis de incertidumbre	163
7.7. Conclusiones	166
8. Conclusions	169
8.1. Introduction	170
8.2. Conclusions	170
8.3. Contributions	175
8.4. Researching works for the future	175
Bibliografía	176
Anexo I. Equipo de instrumentación	182
Anexo II. Correlaciones para el cálculo de propiedades	191
Anexo III. Especificaciones de los componentes del Prototipo I	195

Listado de figuras

1.1. Evolución de la demanda eléctrica en España en GWh.	3
1.2. Evolución del consumo eléctrico de los aparatos de aire acondicionado en España (GWh).	4
2.1. Comparación entre el compresor de una máquina de absorción (térmico) y el de una máquina de compresión mecánica.	18
2.2. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H ₂ O (McNeely, 1979).	21
2.3. Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H ₂ O (McNeely, 1979).	22
2.4. Calor específico en función de la concentración (Ellington et al, 1957).	23
2.5. Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio (Ellington et al, 1957).	23
2.6. Esquema de máquina de absorción de LiBr/H ₂ O de simple efecto condensada por agua.	25
2.7. Ciclo de absorción GAX (Kim e Infante Ferreira, 2005).	31
2.8. Esquema de un ciclo de efecto mitad (Arivazhagan et al., 2006).	32
2.9. Esquema de una máquina de absorción de LiBr/H ₂ O de doble efecto condensada por agua.	34
2.10. Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo paralelo.	37
2.11. Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo serie.	38
3.1. Comparación entre el ciclo de trabajo de una máquina de simple efecto condensada por agua (color rojo) y una condensada por aire (color azul).	43
3.2. Rotartica 045V de 4,5 kW.	46
3.3. Esquema de una máquina de absorción de LiBr/agua de doble etapa accionada por energía solar (Izquierdo et al., 2004).	49
3.4. Desplazamiento del límite de cristalización utilizando la mezcla (LiBr+LiI+LiNO ₃ +LiCl)/H ₂ O según Lee et.al (2000).	50
3.5. Potencia frigorífica de la Rotartica en función de la temperatura de bulbo seco exterior (Izquierdo et al., 2007).	52
3.6. Máquina de absorción Robur de NH ₃ /agua de 15 kW condensada por aire.	53
4.1. Esquema del prototipo de la máquina de absorción de LiBr de doble efecto refrigerada por agua.	59

4.2. Evolución del COP para diferentes temperaturas de condensación en función del incremento de concentración de la disolución a su paso por los generadores, con dos distribuciones diferentes de caudales: a) $m_{11} = 1,13m_8$, b) $m_{11} = 1,5m_8$.	68
4.3. Diagrama de Dühring (P – T – X) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de doble efecto condensada por agua con incrementos iguales en la concentración de la disolución en los dos generadores.	70
4.4. Diagrama de Merkel (h – T – X) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de doble efecto condensada por agua con incrementos iguales en la concentración de la disolución en los dos generadores.	71
4.5. Evolución de la temperatura ambiente (a) y de absorción (b).	77
4.6. Evolución de la temperatura de condensación en una máquina de doble efecto condensada por agua.	78
4.7. Evolución de la potencia frigorífica en el evaporador (a) y en el GA (b) en una máquina de doble efecto condensada por agua.	78
4.8. Evolución de la potencia en el condensador (a) y en el absorbedor (b).	79
4.9. Evolución de la temperatura de inicio de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).	80
4.10. Evolución de la temperatura de final de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).	80
4.11. Evolución del COP de una máquina de doble efecto condensada por agua para tres días representativos de verano.	81
4.12. Evolución del COP en función de la temperatura final de ebullición del GA (a) y de la temperatura de condensación (b).	81
4.13. Evolución de los caudales de disolución en el GA (a) y en el GB (b) para tres días representativos de verano.	82
4.14. Evolución del caudal de refrigerante total producido para tres días representativos de verano.	83
4.15. Evolución de la relación entre los caudales de disolución y de refrigerante producidos en los generadores.	83
4.16. Evolución del caudal del agua de la torre de refrigeración para una máquina de doble efecto condensada por agua.	84
4.17. Variación de la temperatura máxima y mínima diaria durante el período de climatización.	85
4.18. Calor de absorción y condensación diario transferido por la torre de refrigeración durante el período de climatización.	86
4.19. Frío producido por la máquina condensada por agua en kwh para cada uno de los días durante la temporada de refrigeración.	86

4.20. Calor suministrado al generador de alta temperatura de la máquina condensada por agua en kwh para cada uno de los días durante la temporada de refrigeración.	87
4.21. COP de la máquina condensada por agua para cada uno de los días de la temporada de refrigeración	87
4.22. Relación entre la potencia frigorífica y su consumo eléctrico (Broad).	88
4.23. Relación de los tres COP's obtenidos en condensación por agua: COP sin consumo eléctrico, COP con consumo eléctrico y COP con consumo eléctrico incluido pero referido a energía primaria.	89
5.1. Esquema del prototipo de la máquina de absorción de LiBr de doble efecto refrigerada por aire.	92
5.2. Evolución del COP para diferentes temperaturas de condensación en función del incremento de concentración de la disolución a su paso por los generadores, con dos distribuciones diferentes de caudales: a) $\dot{m}_{11} = 1,13\dot{m}_8$, b) $\dot{m}_{11} = 1,5\dot{m}_8$.	95
5.3. Diagrama de Dühring (P – T – X) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto condensada por aire (Tamb = 30°C).	96
5.4. Diagrama de Merkel (h – T – X) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de doble efecto condensada por aire.	96
5.5. Evolución de las temperaturas ambiente (a) y de absorción (b).	101
5.6. Evolución de la temperatura de condensación.	101
5.7. Evolución de la potencia en el evaporador (a) y en el GA (b).	102
5.8. Evolución de la potencia en el condensador (a) y en el absorbedor (b).	103
5.9. Evolución de la temperatura inicial de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).	103
5.10. Evolución de la temperatura final de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).	104
5.11. Evolución del COP de una máquina de doble efecto condensada por aire.	104
5.12. Evolución del COP en función de la temperatura final de ebullición del GA (a) y de la temperatura de condensación (b).	105
5.13. Evolución de los caudales de disolución en el GA (a) y en el GB (b).	106
5.14. Evolución del caudal de refrigerante total producido.	107
5.15. Evolución de la relación entre caudal de disolución/caudal de refrigerante en los generadores.	107
5.16. Evolución del caudal del aire del ventilador.	108
5.17. Calor de absorción y condensación diario para el período de climatización.	109

5.18. Energía calorífica diaria transferida al generador de alta temperatura.	109
5.19. COP sin consumo eléctrico; COP incluyendo consumo eléctrico; y COP incluyendo consumo eléctrico referido a energía primaria.	110
6.1. Prototipo de máquina de absorción de LiBr/agua de doble efecto condensado por aire de 10 kW.	115
6.2. Vista posterior del prototipo indicando la posición del ventilador, condensador y subenfriador.	116
6.3. Generador de alta temperatura del prototipo.	116
6.4. Generador de baja temperatura del prototipo.	117
6.5. Válvula de expansión del prototipo a la entrada del evaporador.	118
6.6. Esquema general del prototipo con la situación de los sensores.	120
6.7. Esquema de distribución de caudales en el generador de baja temperatura.	127
7.1. Planta Experimental de Energía Solar (CSIC) situada en Arganda del Rey (Madrid).	131
7.2. Temperaturas de entrada y salida del aceite y de la disolución al generador de alta temperatura (PI).	133
7.3. Caudal de disolución y caudal del aceite en el generador de alta temperatura (PI).	134
7.4. Potencia calorífica aportada a la disolución en el generador de alta temperatura (PI).	135
7.5. Temperaturas ambiente, de absorción y de condensación durante el experimento (PI).	135
7.6. Caudal del agua de refrigeración (PI).	136
7.7. Temperatura del agua de refrigeración a la entrada y salida (PI).	137
7.8. Potencia frigorífica producida en el evaporador (PI).	138
7.9. COP sin tener en cuenta el consumo de los equipos auxiliares (PI).	139
7.10. COP incluyendo el consumo eléctrico y COP incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria (PI).	140
7.11. Diagrama de Dühring ($P - T - X$) del prototipo de LiBr/H ₂ O de doble efecto condensado por aire (PI).	140
7.12. Temperatura ambiente exterior, de absorción y temperatura de condensación para el día muy caluroso (PII).	142
7.13. Temperaturas de la disolución al generador de alta temperatura para el día muy caluroso (PII).	143
7.14. Caudal de disolución en el generador de alta temperatura (PII).	144

7.15. Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura durante el día muy caluroso (PII).	145
7.16. Caudal del agua de refrigeración (PII).	146
7.17. Temperatura del agua de refrigeración a la entrada y salida del evaporador para el día “muy caluroso” (PII).	146
7.18. Potencia frigorífica producida en el evaporador para el día muy caluroso (PII).	147
7.19. COP sin tener en cuenta el consumo de los equipos auxiliares para el día muy caluroso (PII).	148
7.20. COP incluyendo el consumo eléctrico y COP incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria (PII).	149
7.21. Diagrama de Dühring ($P - T - X$) del prototipo de LiBr/H ₂ O de doble efecto condensado por aire (PII).	149
7.22. Evolución del COP en función del incremento de la concentración de la disolución para $T_{COND} = 52^{\circ}C$ y $T_{EVAP} = 15^{\circ}C$.	150
7.23. Temperaturas de entrada y salida de la disolución al generador de alta temperatura (PII).	151
7.24. Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura (PII).	152
7.25. Temperatura ambiente, de absorción y temperatura de condensación para el día caluroso (PII).	153
7.26. Temperatura del agua de refrigeración a la entrada y salida del evaporador para el día caluroso (PII).	154
7.27. Potencia frigorífica producida en el evaporador (PII).	154
7.28. COP sin tener en cuenta el consumo de los equipos auxiliares (PII).	155
7.29. COP considerando el consumo eléctrico y el consumo de energía primaria para el día caluroso (PII).	156
7.30. Diagrama de Dühring ($P - T - X$) para el ciclo de funcionamiento del prototipo de LiBr/H ₂ O de doble efecto condensado por aire para el día caluroso (PII).	156
7.31. Evolución del COP en función del incremento de la concentración de la disolución para $T_{COND} = 46^{\circ}C$ y $T_{EVAP} = 5^{\circ}C$.	157

Listado de tablas

3.1. Máquinas de simple efecto de baja potencia condensadas por agua.	40
3.2. Principales características de las máquinas de doble efecto de baja potencia condensadas por agua existentes en el mercado.	41
3.3. Esfuerzos realizados en el desarrollo de máquinas de absorción de LiBr/H ₂ O condensadas por aire.	54
3.4. Modelos de máquinas de absorción de baja potencia presentes en el mercado. 1. Simple efecto; 2. Doble efecto; 3. Generator Absorber Exchange (Kim e Infante Ferreira, 2005).	55
4.1 Hipótesis iniciales de la simulación.	73
4.2. Propiedades termodinámicas del ciclo de doble efecto condensado por agua para las condiciones más calurosas de los tres días representativos de verano.	74
4.3. Relación de potencias, caudales y COP's del ciclo de doble efecto condensado por agua para las condiciones más calurosas de los tres días representativos de verano.	76
5.1 Hipótesis iniciales de la simulación.	97
5.2. Propiedades termodinámicas del ciclo para tres días de verano.	98
5.3. Parámetros de funcionamiento del ciclo de doble efecto condensado por aire para la temperatura máxima	100
6.1. Variables manipuladas.	123
6.2. Variables de seguimiento.	124
7.1. Comparación de los resultados teóricos con los resultados experimentales para la máxima temperatura exterior.	159
7.2. Comparación del prototipo con las máquinas existentes en el mercado.	162
7.3. Márgenes de error en la medida de los diferentes sensores empleados.	163
7.4. Incertidumbres de los principales parámetros de funcionamiento de los prototipos.	165

RESUMEN

Con esta tesis se pretende contribuir al desarrollo comercial de una máquina de absorción de alta eficiencia, de aplicación en la climatización de viviendas y vehículos de transporte, como camiones, autobuses o barcos. Para ello se han desarrollado dos líneas de actuación: una teórica y otra experimental. La tesis se ha dividido en 7 capítulos.

El *capítulo 1* sirve de introducción al trabajo. Describe una visión global del panorama energético nacional, incidiendo en los problemas que aquejan al sector energético, y justificando el gran interés en investigar en el tema de esta tesis, como potencial solución dentro del campo de la climatización.

El *capítulo 2* detalla de modo general los fundamentos básicos de la tecnología de absorción. Comienza con una narración del devenir histórico que ha experimentado esta tecnología, desde sus inicios a mediados del siglo XIX. A continuación se presenta una clasificación de las distintas máquinas de absorción en función del número de efectos, sistema de condensación, par/refrigerante empleado o fuente de calor. Este capítulo también introduce los tres principales ciclos de absorción: simple efecto, efecto mitad y doble efecto. Para cada ciclo se describen los componentes que lo conforman y se realiza un balance de masa y energía, a excepción hecha del ciclo de doble efecto, que se analiza en mayor profundidad en capítulos posteriores.

El *capítulo 3* revisa los últimos avances en el campo de las máquinas de absorción de pequeña potencia condensadas por agua y por aire, realizando un análisis crítico de la situación actual de las máquinas de absorción de pequeña potencia en el mercado. La información aportada en los capítulos 2 y 3 será útil para valorar los resultados obtenidos en los capítulos 5 y 7.

En el *capítulo 4* se efectúa el estudio teórico de la máquina de absorción de doble efecto *condensada por agua*. Se comienza realizando una modelización de los componentes de la misma, tanto desde el punto de vista de los fluidos interiores como de los fluidos exteriores. Acto seguido se construye un programa que proporciona el incremento de la concentración de la disolución a su paso por los dos generadores para lograr un rendimiento óptimo. Este resultado, junto con las ecuaciones modelizadas, son introducidos dentro de un programa que simula el funcionamiento de la máquina para tres días representativos de la temporada de climatización: *templado*, *caluroso* y *muy caluroso*. Los resultados ofrecen los valores que deberán adoptar los parámetros de operación para lograr un funcionamiento óptimo de la máquina. Estos resultados son completados con los valores estacionales de los principales parámetros.

En el *capítulo 5* se efectúa un análisis teórico de la máquina de absorción de doble efecto *condensada por aire*. Se utilizan las ecuaciones modelizadas para la máquina condensada por agua que son comunes, y se añaden las específicas de la condensación por aire. Con ello se calcula el incremento de la concentración de la disolución óptimo para lograr el máximo rendimiento de la máquina. Asimismo se construye un programa que simula el funcionamiento de la máquina para los tres días representativos de la temporada de climatización, para lograr un funcionamiento óptimo de la máquina de doble efecto condensada por aire. En este capítulo se presenta asimismo un sistema novedoso de condensación por serie, el cual refrigera la disolución que llega al absorbedor en el exterior de este componente.

En el *capítulo 6* se muestra el modelo experimental aplicado sobre los dos prototipos de máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensados por aire. Asimismo se describen las principales variables que intervienen en su funcionamiento. Estas variables han sido agrupadas especificándose su rango de operación y el procedimiento seguido para su obtención.

En el *capítulo 7* se exponen los resultados experimentales obtenidos en los ensayos efectuados con los dos prototipos. Según nuestro conocimiento, esta tesis recoge, por primera vez, resultados experimentales realizados sobre prototipos de estas características. Estos resultados son comparados con los obtenidos mediante la simulación numérica del capítulo 5. A continuación, se comparan las prestaciones de los nuevos prototipos con las que ofrecen las máquinas existentes en el mercado, concluyendo que el Prototipo II es competitivo con las máquinas comerciales. Este prototipo produce agua fría a 13,5°C para una temperatura exterior de 40°C.

Finalmente, el *capítulo 8* presenta las conclusiones y los futuros trabajos de investigación. Esto incluye la optimización y la implantación de un prototipo de máquina de absorción de doble efecto condensada por aire en el mercado. Quedan abiertas otras líneas de investigación para la optimización de otros componentes de la máquina como el generador de alta temperatura o el evaporador.

ABSTRACT

This thesis aims to promote the commercial development of an air-cooled high efficiency absorption machine, for its use in cooling houses or transportation vehicles, such as trucks, busses or boats. Towards this objective, two main research lines have been carried out: one theoretical and another experimental. The thesis is organized into seven chapters.

The first *Chapter* provides an introductory framework for this thesis work. It describes the scope of the national energy problem, justifying the great interest in performing the research in the topic of the thesis, as a potential solution to this problem in the field of acclimatization.

Chapter 2 describes an overview of the absorption technology. The chapter narrates a historical trajectory of this technology since the beginning in the mid nineteenth century. The different absorption machines are further classified by the number of effects, condensation system, refrigerant used or heat source. This chapter also describes the three main absorption cycles: simple effect, half effect and double effect. For each cycle, the components are specified, and an energy and mass balance is calculated, with the exception of the double effect cycle, which is analyzed in detail in later chapters.

Chapter 3 reviews the latest advances in the field of low power water-cooled and air-cooled absorption machines. A critical analysis of the present market situation for low power absorption machines is performed. The background information in chapters 2 and 3 will be useful to interpret the results in chapters 3 and 5.

A theoretical analysis of the water-cooled double effect absorption machine is performed in *Chapter 4*. First, modeling of its components is carried out, including both the internal and external fluids. Next, a program was created in order to infer the required increase in the solution concentration to achieve an optimal yield. These results, together with the modeling equations, were included in a program that simulates a working machine for three representative days in the cooling season: mild warm, warm and hot weather. The obtained results offer the operating values to achieve an optimal functioning of the machine. These results are complemented with the seasonal values obtained for the main parameters in further chapters.

In *Chapter 5*, a theoretical analysis of the double effect absorption machine is performed for an air-cooled machine. Specific air-cooled equations were added to the former equations for the water-cooled absorption machine that are shared by both water and air cooled machines. Accordingly, the optimal increase in the solution concentration to achieve the maximal yield was calculated. Then it is created a program that simulates the working machine for three representative days in the cooling season, in order to achieve an optimal yield for the air-cooled double effect absorption machine. Furthermore, a new series air-cooled system is presented in this chapter, which cools the solution of the absorber in an outside heat exchanger.

Chapter 6 describes the experimental model that represents two different air-cooled double effect LiBr/H₂O prototypes. The main variables involved in the prototype functioning are presented. These variables were classified according to the operation range and required procedure for its generation.

Chapter 7 outlines the experimental results obtained from testing of both air-cooled double effect LiBr/H₂O prototypes. To our knowledge, this thesis reports for the

first time the experimental results on this type of prototypes. These results are compared to the theoretical results outlined in chapter 5. Then, a comparison is performed between both new prototypes and the existing machines in the market; concluding that prototype II is competitive with commercial machines. It produced chilled water at 13,5°C when outdoor temperature was 40°C.

Finally, *chapter 8* summarizes the conclusions and future directions of this thesis. This includes optimization and insertion of an air-cooled double effect absorption machine prototype in the market. Future research will focus on optimization of other machine components e.g. high temperature desorber or evaporator.

Nomenclatura

A	Área de intercambio (m^2)
ABS	Absorbedor
AHX	Absorber Heat Exchange
CHP	Cooling Heating and Power
$COND$	Condensador
COP	Coeficiente de operación
c_p	Calor específico a presión constante ($kJ/kg \cdot K$)
$EVAP$	Evaporador
F	Mesurando
G	Generador
GA	Generador de alta temperatura
GB	Generador de baja temperatura
GAX	Generador Absorber Exchange
h	Entalpía específica (kJ/kg)
$I+D+I$	Investigación + desarrollo + Innovación
\dot{m}	Caudal másico (kg/s)
M	Caudalímetro ultrasónico
P	Presión (bar)
PI	Prototipo I
PII	Prototipo II
q	Calor específico (kJ/kg)
Q	Calor transferido (kJ)
\dot{Q}	Potencia calorífica (W)
R	Recuperador de calor
RA	Recuperador de calor de alta temperatura
RB	Recuperador de calor de baja temperatura
SGA	Separador de gotas de alta temperatura
SGB	Separador de gotas de baja temperatura
SUB	Subenfriador
T, t	Temperatura ($^{\circ}C$)
u	Incertidumbre de un aparato de medida
U	Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^2 \cdot K$)
v	Volumen específico (m^3/kg)
v	Válvula
V	Visor
w	Trabajo específico (kJ/kg)
\dot{W}	Potencia transferida en forma de trabajo (W)
x	título o calidad
X	Concentración de la disolución en LiBr (%)

Griegas

ρ	Densidad
δ	Precisión del sensor

ξ	Eficiencia del recuperador de calor
η	Rendimiento

Subíndices

ac	Aceite térmico
aire	Fluido que extrae el calor de la máquina en condensación por aire
amb	Ambiente
ar	Agua de refrigeración
b	Bomba
BC	Bomba de calor
C	calor de condensación más calor de subenfriamiento
ce	Conversión de calor a electricidad
d	Disolución
elec	Eléctrico
e	Entrada
fc	Fluido condensante
feb	Final de ebullición
fg	Cambio de estado líquido-vapor
i	Impulsión
ieb	Inicio de ebullición
max	Máximo
min	Mínimo
p	Pérdidas por transferencia de calor
r	Refrigerante
recal	Recalentamiento
res	Resistencias eléctricas
REF	Refrigeración
s	Salida
t	Torre de enfriamiento
T	Total

Capítulo 1

1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta el planteamiento general de la tesis y las razones por las cuáles se considera que resulta de interés. Para ello se parte de una visión global de los problemas que aquejan al panorama energético español, focalizando en la responsabilidad que detenta el sector de la climatización en su agravamiento. A continuación se analiza lo que puede suponer para este sector el desarrollo de máquinas de absorción de pequeña potencia condensadas por aire como alternativa energética sostenible a los actuales aparatos de aire acondicionado. Para finalizar se presentan los objetivos de esta tesis.

1.1 *Interés por el tema*

El progresivo crecimiento del consumo energético en España en los últimos años, asociado al crecimiento económico del país, ha despertado las señales de alarma ante la imposibilidad, no muy lejana, de seguir abasteciendo la demanda energética. España se encuentra con la necesidad de replantearse el actual patrón de consumo de energía ya que, de no ser así, se prevé muy complicado el atender los niveles de demanda que se alcancen dentro de 40 años.

La actual coyuntura energética se sitúa ante dos importantes retos:

- Por un lado, cubrir el incremento progresivo en la demanda energética.
- Y por otro, reducir las emisiones de CO₂ hasta los límites fijados para España dentro del compromiso con el protocolo de Kioto.

En España, debido a la carencia de significativos yacimientos de petróleo se deberán buscar alternativas energéticas sostenibles que, al mismo tiempo, reduzcan la emisión de CO₂ a la atmósfera. Sirva de ejemplo el exigente plan de ahorro de energía que implantara Francia bajo el lema “*No tenemos petróleo, pero tenemos ideas*”, mediante el cual se sustituyeron las centrales térmicas por centrales nucleares e incrementaron la presión fiscal sobre el gasóleo. Si bien no exento de polémica por la apuesta tan decidida por la energía nuclear de fisión y los problemas que sus residuos acarrearán.

Según los boletines estadísticos presentados por Red Eléctrica de España (REE, 2008), el aspecto más destacado del comportamiento del Sistema Eléctrico en los últimos años ha sido la creciente evolución de la demanda de energía eléctrica (figura 1.1), que un año más ha mantenido un crecimiento por encima de la media registrada en los países de la Europa occidental pertenecientes a la UCTE¹.

¹ Union for the Co-ordination of Transmission of Electricity

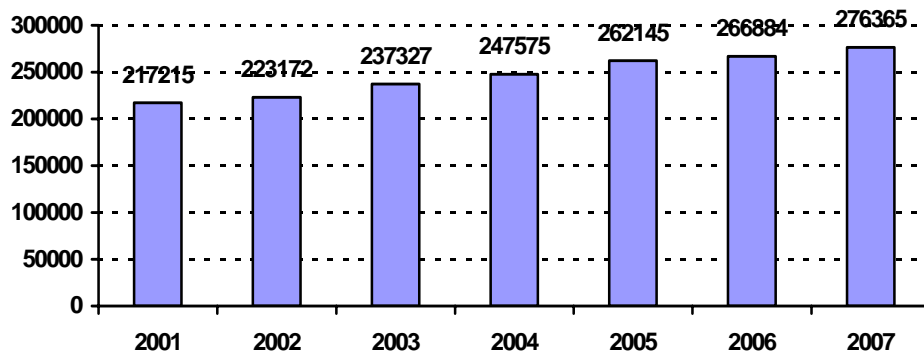


Figura 1.1. Evolución de la demanda eléctrica en España en GWh.

A este incremento del consumo de electricidad ha contribuido el crecimiento del Producto Interior Bruto español, que alcanzó en 2006 el 3,8%, 0,4 puntos mayor que en 2005, crecimiento que se ha mantenido en el 2007 en el 3,7 %.

El 2008 sin embargo ha significado un período de desaceleración económica que arroja una previsión media de crecimiento para este año del 1,4%; 2,3% menos que el 2007. Esto presumiblemente significará un ligero descenso en el consumo energético que hasta el día de hoy no se han manifestado.

Otro factor importante a tener en cuenta es la evolución de la *intensidad energética*². Mientras en España el PIB aumentó en los últimos ocho años un 28,8%, el consumo de energía primaria creció el 35,7% y el de electricidad el 47,1%. La economía española ha registrado los peores índices de intensidad energética y de emisiones de la Unión Europea. Las políticas europeas en materia energética se están orientando hacia *desacoplar* el crecimiento de la actividad económica del consumo de energía, tanto final como primaria, lo que permite aumentar el PIB y el empleo, disminuyendo al mismo tiempo las emisiones.

² La intensidad energética es un concepto que mide el consumo de energía necesario (en toneladas equivalentes de petróleo) para producir cada unidad de Producto Interior Bruto (PIB).

Este incremento progresivo en la demanda eléctrica es el causante también de interrupciones en el servicio (*apagones*), que se producen en los días más fríos del invierno y, cada vez con más frecuencia, en los días más calurosos del verano. En este sentido, en el campo de la **climatización**, el fuerte crecimiento en la compra de aparatos de aire acondicionado ha contribuido notablemente a elevar este consumo de electricidad, especialmente en los días más calurosos del año. Las empresas eléctricas achacan el problema de los apagones a éste incremento extraordinario en el consumo de los aparatos de aire acondicionado, especialmente en las zonas de Levante, Andalucía, las dos Castillas, Extremadura y las provincias de la región de León.

Entre 1988 y 1997 la instalación de aparatos de aire acondicionado pasó del 2% hasta el 8% de los hogares españoles, respectivamente. El consumo de electricidad por este concepto aumentó desde 32 GWh en 1988 hasta 120 GWh en 1997 (REE, 1998). Actualmente alrededor de una cuarta parte de los hogares españoles disponen ya de un aparato de aire acondicionado.

Según el IDAE (2006) el consumo eléctrico en la refrigeración de los edificios en España supone el 11,1% del total. El 2% de este consumo (580 GWh aproximadamente) corresponde al consumo eléctrico del sector residencial (ver figura 2).

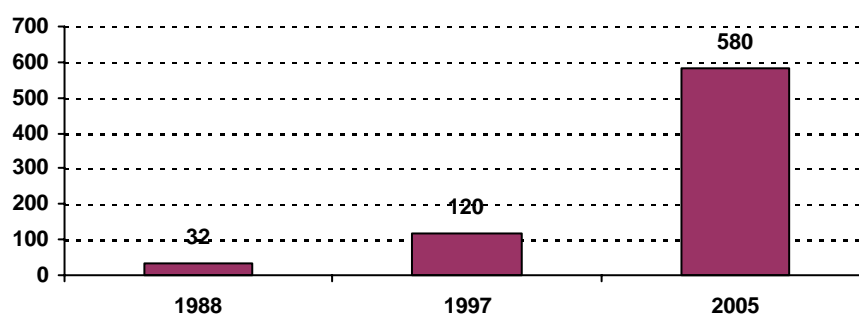


Figura 1.2. Evolución del consumo eléctrico de los aparatos de aire acondicionado en España, en GWh.

El consumo eléctrico anual de los aparatos de aire acondicionado no es muy significativo en comparación con otros consumos, pero sí su potencia instalada (20% de la total). Su importancia radica en que estos aparatos se ponen en funcionamiento prácticamente todos al mismo tiempo. En los meses de verano la demanda se dispara entre las 15 y las 18 horas.

Según el último informe presentado por el Instituto Nacional de Estadística de España sobre el censo poblacional (2004), existen 15,5 millones de viviendas que son hogares y casi 7 millones de segundas viviendas. De ellas unos 4 millones aproximadamente tienen instalado un equipo de climatización refrigerado por aire. Estas máquinas trabajan con refrigerantes como R22, R407C y R410A, con una carga entre 1 kg y 1,5 kg de refrigerante, cuyo Potencial de Efecto Invernadero es 3.500 veces mayor que el del CO₂ a un horizonte de 25 años. Según Marcos et al. (2007), el Potencial de Efecto invernadero *Indirecto* (PEII) de las máquinas de compresión mecánica usadas actualmente para proporcionar aire acondicionado es de aproximadamente 330.600 toneladas de CO₂, y el *Directo* (PEID) de 18.375.000 toneladas de CO₂, si bien esta cantidad es un potencial máximo que depende del factor de fugas.

En 2007 se cumplió el 20º aniversario de la firma del Protocolo de Montreal, desarrollado para evitar la destrucción del ozono estratosférico. Es justo reconocer la tremenda contribución que ha prestado para poner freno al cambio climático (Velders et al., 2007). Mediante la sustitución de los CFCs y HCFCs han sido eliminadas ya más de 5·10⁹ toneladas equivalentes de CO₂, lo que representa más del 25% de las emisiones de gases de efecto invernadero en 1990. Esto quintuplica los objetivos de reducción de gases de efecto de invernadero del protocolo de Kyoto, el cual cumplió, también en 2007, su 10º aniversario y cuyo objetivo está dirigido estrictamente a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Este protocolo finaliza su validez en 2012 y ya se están negociando nuevos acuerdos para seguir avanzando en esta línea después del 2012 (Conferencia de Bali, diciembre 2007).

Otro aspecto de estos refrigerantes es su contenido en Flúor, gas que se ha convertido en especial objeto de atención por parte de la Unión Europea. A tal efecto el 4 de julio de 2007 ha entrado en vigor el “F-gas” Regulation N° 842/2006 que pretende minimizar la emisión de gases de efecto invernadero fluorados (incluyendo los HFCs) para sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor que contengan hasta 6 kg de refrigerante. Esta norma afecta a las máquinas frigoríficas de pequeña potencia utilizadas en viviendas y sector residencial, y a los sistemas móviles de aire acondicionado como camiones, autobuses e incluso en barcos.

Pues bien, a la solución de todos estos problemas surgidos en el campo de la climatización pueden contribuir las máquinas de absorción. Máquinas capaces de producir frío y/o calor, y que pueden llegar a convertirse en una alternativa real a los convencionales

aparatos eléctricos de compresión mecánica, ya que emplean como fuente de energía calores residuales, energía solar o gases combustibles. Actualmente las más utilizadas son las máquinas de absorción de *simple efecto* para grandes potencias. El empleo de máquinas de absorción de alta eficiencia para la producción de calor y frío en las **viviendas** posibilitará un *ahorro energético* esencial en consumo de electricidad. Esto, además, implicará una notable *mejora medioambiental*: reducción considerable en las emisiones de CO₂ y Potencial Destructor de Ozono nulo (las máquinas de absorción utilizan refrigerantes que no dañan el medioambiente). También las máquinas de absorción de alta eficiencia pueden tener aplicación en climatización de **medios de transporte** como camiones, autobuses y, recientemente, en barcos, ya que pueden funcionar mediante el calor generado por los humos de escape de los motores de estos vehículos.

Sin embargo los sistemas de absorción de pequeña potencia no son competitivos todavía frente a los de compresión mecánica, por lo que será necesario una mayor inversión en I+D+I para mejorar su *eficiencia* y reducir su *tamaño* y *coste*.

Algunos intentos se han realizado para desarrollar máquinas frigoríficas de absorción enfriadas y condensadas por aire, como por ejemplo, en el panorama internacional (Okano et al., 1994; Lee et al., 2000; Kim e Infante Ferreira, 2005) y en España (Castro et al., 2002; Izquierdo et al., 2004). Estos intentos todavía no han fructificado en el mercado en un diseño de máquina de absorción condensada por aire, eficiente y de pequeño tamaño que sea competitiva con las de compresión mecánica.

Para desarrollar este tipo de máquinas será necesario, por tanto, optimizar la *eficiencia* de sus componentes y reducir su *tamaño*. La primera decisión en este aspecto ha sido optar por el uso de intercambiadores de calor de placas en varios componentes de la máquina: generador de alta temperatura, generador de baja temperatura y en los recuperadores de calor, ya que su tamaño es muy inferior a los intercambiadores de carcasa y tubos, y su eficiencia es superior a éstos. Obviamente es necesario apostar por máquinas *condensadas por aire* para así poder prescindir de la torre de refrigeración, un componente totalmente descartado hoy día para aplicación en viviendas como, por supuesto, en vehículos, pero esta apuesta aporta una serie de inconvenientes cuando se trabaja con la mezcla de LiBr/agua que habrá que solventar.

A modo de resumen se puede decir que las razones que vienen a justificar el desarrollo de esta línea de investigación son las siguientes:

- El desarrollo de esta máquina de absorción posibilita el uso rentable de combustibles comerciales
- Utilización de *calores residuales*, por lo tanto se contribuye a mejorar la eficiencia energética.
- Permite asimismo el uso de energías renovables para su funcionamiento.
- Empleo de sustancias sin *efecto invernadero* directo y sin efecto destructor de la *capa de ozono* (Protocolo de Montreal).
- Reducción de los picos de demanda eléctrica, especialmente en verano, por la puesta en marcha simultánea de aparatos de aire acondicionado³.
- Efecto invernadero indirecto favorable.

³ Téngase en cuenta que en España el pico de demanda eléctrica de verano alcanza ya al producido en invierno.

1.2 Objetivos de la tesis

Los objetivos principales de esta tesis son dos principalmente:

- Por un lado, caracterizar y definir en profundidad el funcionamiento de las máquinas de absorción de LiBr/agua de doble efecto, tanto condensadas por agua como condensadas por aire, identificando y determinando los factores clave que posibiliten el funcionamiento de estas últimas.
- Por otro lado, aplicar el conocimiento obtenido de las simulaciones teóricas junto con el desarrollo de un diseño novedoso sobre dos prototipos experimentales de absorción de LiBr/agua de doble efecto condensados por aire con el objetivo de lograr en ellos un funcionamiento eficiente y, si es posible, competitivo con las máquinas comerciales.

Para lograr estos objetivos se precisará culminar una serie de etapas parciales como son:

1. Modelizar y simular el funcionamiento de una máquina de doble efecto de LiBr/agua *condensada por agua*. Para ello previamente se desarrollará un programa que calcule las condiciones óptimas de funcionamiento que hagan máximo el COP de la máquina. Los valores obtenidos se introducirán en otro programa de simulación que determinará los principales parámetros que influyen en el funcionamiento de la máquina para tres días representativos de verano. Los resultados obtenidos servirán de referencia para el cálculo de la máquina condensada por aire a lo largo de la temporada de refrigeración.
2. Modelizar y simular el funcionamiento de una máquina de doble efecto de LiBr/agua pero *condensada por aire*. Al igual que para la máquina condensada por agua, se calcularán las condiciones óptimas en los dos generadores y se efectuará la simulación de funcionamiento de la máquina para tres días de verano diferentes. Los componentes y la distribución de los mismos en la simulación serán idénticos a los que formarán parte de los prototipos que posteriormente serán testados.
3. Diseño de un modelo experimental aplicable sobre un prototipo de máquina de absorción de doble efecto de LiBr/agua condensada por aire. Este modelo agrupa todas las variables que intervienen en el funcionamiento de la máquina, analizando su modo de obtención y su rango de variación.
4. Definición de un protocolo de ensayos a efectuar sobre los prototipos que, teniendo en cuenta la información recogida por las simulaciones teóricas, sea capaz de acercar a estas máquinas a su funcionamiento óptimo bajo condiciones ambientales adversas.

5. Comparación y análisis de los resultados experimentales obtenidos con los resultados teóricos. Efectuar una comparación entre las prestaciones de los nuevos prototipos y las prestaciones que ofrecen las máquinas que actualmente existen en el mercado.

Por tanto, con este trabajo se pretende contribuir al desarrollo comercial de una máquina de absorción de alta eficiencia de aplicación en la climatización de viviendas y vehículos de transporte, como camiones, autobuses y barcos. Para ello se ha experimentado con dos prototipos de máquina de absorción de doble efecto de LiBr/H₂O (par absorbente/refrigerante) condensados por aire, diseñados y contruidos para tal fin por el grupo de investigación *Ahorro de energía y reducción de emisiones en edificación* (CSIC-UC3M-UNED-UPM). Para lograr su funcionamiento se ha incorporado la información obtenida en la simulación teórica. Esto permite la optimización de su funcionamiento y contribuye al desarrollo de una máquina de absorción de pequeña potencia de gran interés para su aplicación doméstica.

Capítulo 2

2 FUNDAMENTOS DE LA TECNOLOGÍA DE ABSORCIÓN

Este capítulo recoge los fundamentos básicos de la tecnología de absorción en sus principales variantes: simple efecto, doble efecto y efecto mitad. El capítulo se inicia con un recorrido por la evolución histórica que ha experimentado esta tecnología, desde sus albores en el siglo XIX hasta nuestros días. Aparte de una somera clasificación de este tipo de máquinas se realiza también un balance de masa y de energía de los componentes de cada uno de los ciclos, a excepción hecha del ciclo de doble efecto que será estudiado en los capítulos siguientes.

2.1 *Evolución histórica*

Los ciclos de absorción se basan en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para *absorber* en fase líquida vapores de otras sustancias como el amoníaco y el agua, respectivamente.

Fue el inglés Joseph Priestly quien en 1774 aísla los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono. Podemos considerar este hecho el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción. Bien es cierto, que su aplicación para la producción de frío no sería estudiada hasta Faraday. Éste utilizó un tubo en forma de U, en un extremo del cual se aplicaba calor para aumentar la presión, mientras que en el otro se enfriaba. Demostró que se producía frío al evaporar amoníaco en un extremo del tubo y absorberse en cloruro de plata en el otro extremo.

En los años posteriores aparecerían varios estudios relacionados con el principio de refrigeración por absorción, pero fue Edmond Carré el que inventó la primera máquina de absorción en 1850, utilizando agua/ácido sulfúrico como par absorbente/refrigerante. No obstante, en 1859 su hermano **Ferdinand Carré** demostró el principio de funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción con el par amoníaco/agua. Fue patentada en 1860 en Estados Unidos (Thévenot, 1979), comenzando su comercialización en 1886. La máquina de absorción se utilizó por primera vez a gran escala durante la guerra de secesión norteamericana, cuando los estados del Norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la Confederación.

En 1925 la compañía Servel compró a AB Electrolux los derechos de explotación del *refrigerador doméstico*, basado en la mezcla amoníaco/agua/hidrógeno, que había sido patentado en 1921 por Platen y Munters. En 1927, Albert Einstein y Leo Szilard, diseñaron un nuevo ciclo, cuya patente fue asignada a Servel. El refrigerador de absorción entró en el mercado norteamericano con más de 4 millones de aparatos vendidos en 1926. Su producción disminuiría drásticamente a partir de 1950 debido a la aparición de los sistemas de compresión mecánica, introducidos inicialmente por Carl von Linde, que experimentaron un espectacular desarrollo gracias a su buen rendimiento, menor tamaño y a la generalización en el uso de la energía eléctrica.

El uso del Bromuro de litio/agua ($LiBr/H_2O$) como par absorbente/refrigerante comenzó en los años 30 (Berestneff, 1949). Sería la empresa **Carrier** la primera en

patentar una *máquina de absorción de LiBr/agua* en 1945. En la década de los 60 las máquinas de absorción de LiBr/agua se desarrollaron en base a los ciclos de *simple efecto*. Estas máquinas son la base de la tecnología de absorción.

El desarrollo de la tecnología de absorción sufrió un importante declive en Estados Unidos en los primeros años 70. Uno de los motivos fue el desarrollo de compresores, motores y sistemas de control que consiguieron hacer mucho más competitivas las máquinas de compresión mecánica. Pero el motivo principal fue la preocupación política existente a raíz de la crisis del petróleo de 1973 que se temía que existiesen recortes en la disponibilidad de gas natural; algo que posteriormente no sucedió. Sin embargo en otros países, principalmente asiáticos (Japón, China y Corea), la absorción tuvo un importante desarrollo en el mercado de la refrigeración, en el cual ya gozaba de una gran preponderancia. En China su desarrollo se vio reforzado por la carencia del país de una infraestructura eléctrica.

En los últimos 25 años se ha asistido a un nuevo resurgir de la tecnología de absorción, debido al encarecimiento del precio del petróleo y a las consecuencias ecológicas derivadas de su uso y explotación. Este resurgir está fundamentado en la posibilidad de estos sistemas de accionarse directamente con energía solar o calores residuales, reduciendo de este modo las emisiones de CO₂ ligadas al decremento de la demanda de energía eléctrica (Izquierdo et al., 1994; Alefeld et al., 1991; Siatka, 1983). A esto se le une el hecho de que los fluidos de trabajo de estas máquinas son compuestos naturales, evitando así los efectos negativos sobre el medio ambiente en contraposición a los refrigerantes utilizados por las máquinas de compresión mecánica CFC's y HCFC's, que destruyen el ozono atmosférico.

En este campo existen también los sistemas GAX que operan con la mezcla amoníaco/agua (Anand y Erikson, 1999), mezcla que presenta la ventaja de poder utilizar temperaturas de evaporación por debajo de los 0°C. Sin embargo los COP obtenidos son inferiores a los de las máquinas de doble efecto de LiBr/H₂O (Ziegler, 2002).

También ha cobrado mucha importancia en los últimos 30 años el accionamiento de sistemas de absorción mediante energía solar, lo que se conoce popularmente como **frío solar**. Como se ha comentado con anterioridad en el capítulo 1, este tipo de sistemas pueden ayudar a la reducción en los grandes picos de consumo eléctrico que se producen en verano debido a la utilización de los sistemas de aire acondicionado. Se

han realizado muchos estudios en este campo (Alvares y Trepp, 1987a, 1987b; Izquierdo et al., 2002; Kim, 2007). Según Lamp y Ziegler (1998) es muy importante considerar la aplicación de calefacción en invierno con un sistema accionado mediante energía solar, tanto desde el punto de vista económico como medioambiental.

Por otro lado, en el campo de la refrigeración, la única mezcla utilizada actualmente es la de amoníaco/agua (Ziegler, 1999), ya que el amoníaco puede operar hasta temperaturas de -50°C . Estas máquinas se desarrollan en pequeñas series y de potencias elevadas.

También se ha de destacar la generalización del uso de máquinas de absorción en instalaciones de cogeneración para optimizar el consumo de calor, dando lugar a lo que se conoce como **trigeneración**: calor, frío y energía eléctrica. Las plantas de refrigeración por absorción usadas en la trigeneración suelen tener potencias desde 100 kW hasta varios Megavatios (Ziegler, 2002).

Otros autores (Bruno et al., 2002; Foley y Devault, 2000) auguran un nuevo desarrollo de los sistemas de cogeneración/absorción para aplicaciones residenciales y comerciales de pequeño tamaño debido a la aparición de nuevas tecnologías en generación distribuida, como son las microturbinas de gas y las pilas de combustible.

En los últimos años se ha incrementado el interés en desarrollar máquinas de absorción **condensadas por aire** y que puedan ser integradas en el sector residencial y en el de la automoción. Las razones para este resurgimiento son de índole medioambiental y de ahorro energético¹.

Ziegler (1999) señala que las desventajas de las máquinas de absorción siguen cayendo en su elevado peso y dimensiones, y especialmente en un elevado coste de inversión inicial.

¹ Ver capítulo 1

2.2 Clasificación de las máquinas de absorción

Toda clasificación sobre un grupo determinado de elementos se efectúa en función de un criterio definido. Sobre las máquinas de absorción, no existe una clasificación unificada, ni siquiera unos criterios que coincidan de forma general. Entre los fabricantes de máquinas de absorción es corriente utilizar indistintamente conceptos como “efecto” y “etapa”, v. gr., lo que Carrier y Yazaki denominan efecto, Trane y York lo denominan etapa.

Por todo ello se ha creído oportuno comenzar ofreciendo una definición específica de estos conceptos:

- **Efecto:** hace referencia al generador de la máquina; dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición.

P.e.: simple efecto = 1 generador; doble efecto = 2 generadores; etc.

- **Etapa²:** hace referencia al absorbedor de la máquina; elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante.

P.e.: simple etapa = 1 absorbedor; doble etapa = 2 absorbedores; etc.

Los principales criterios a la hora de clasificar las máquinas de absorción son los siguientes:

- En función del *número de efectos* (o generadores)
 - De **simple efecto**: máquina de absorción con un solo generador.
 - De **doble efecto**: máquina de absorción con dos generadores.
 - De **triple efecto**: máquina de absorción con tres generadores.
- En función del *par refrigerante/absorbente* utilizado por la máquina
 - **H₂O/LiBr**: el refrigerante es agua y el absorbente, bromuro de litio.
 - **NH₃/H₂O**: el refrigerante es amoníaco y el absorbente, agua.

² Por su parte, Herold et al. (1996) identifican el término *etapa* (“stage”) como una descripción de la configuración física del ciclo. *Efecto* está reservado para describir el nivel de rendimiento del ciclo resultante.

- **LiNO₃/H₂O**: el refrigerante es nitrato de litio y el absorbente, agua.
- **NaSCN/H₂O**: el refrigerante es tiocianato sódico y el absorbente, agua.
- En función del *número de etapas* (o absorbedores)
 - De **simple etapa**: máquina de absorción con un absorbedor.
 - De **doble etapa**: máquina de absorción con dos absorbedores.
 - De **triple etapa**: máquina de absorción con tres absorbedores.
- En función del sistema de condensación
 - **Condensada por agua**: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de refrigeración.
 - **Condensada por aire**: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.
- En función la *fente de calor* que suministra la potencia calorífica a la máquina
 - De **tipo directo o “llama” directa**: utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la disolución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición. Se utiliza, para tal fin, un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).
 - De **tipo indirecto**: reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un *fluido térmico*, de la recuperación de calor de una *fente residual*, de una instalación de *energía solar*, o de una *caldera de gas*.

Un caso particular es el de las máquinas de absorción de *efecto mitad*, que presentan dos generadores y dos absorbedores; pero que se denominan de este modo (efecto mitad) porque su COP es aproximadamente la mitad del de las máquinas de simple efecto. Según Tozer (2002) si se denomina α al COP en simple efecto, resulta que el COP de

$$\text{la máquina de efecto mitad es: } COP = \frac{\alpha(1 - \alpha^{0.5})}{1 - \alpha}$$

Por último señalar que se suelen combinar los diferentes criterios para describir con mayor precisión la máquina de absorción. P.e.: Máquina de absorción de llama directa (Gas-fired) de H₂O/LiBr de doble efecto condensada por agua.

2.3 Ciclo de Simple Efecto

2.3.1 Descripción general

La concepción habitual de una máquina de absorción es la de aquella que desarrolla un ciclo frigorífico aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.

En las máquinas de absorción el tradicional compresor mecánico es sustituido por un conjunto denominado *compresor térmico* (figura 2.1), formado por dos intercambiadores de calor y masa (generador y absorbedor), un recuperador de calor, una bomba y una válvula de expansión.

El funcionamiento de una máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos. Esto se puede apreciar en la figura anterior en los cuatro componentes que intercambian calor con el exterior: generador, absorbedor, condensador y evaporador; siendo sus cuatro focos respectivos: q_G , T_G ; q_{ABS} , t_{ABS} ; q_{COND} , t_{COND} ; q_{EVAP} , T_{EVAP} .

El fluido de trabajo de la máquina de absorción es una disolución. En el caso de la disolución de $LiBr/H_2O$ el absorbente es el bromuro de litio y el refrigerante el agua.

El funcionamiento de la máquina es el siguiente: La disolución contenida en el absorbedor se bombea hasta el generador, que trabaja aproximadamente a la misma presión que el condensador. En el generador se transfiere calor, q_G , por medio del cual la disolución alcanza la temperatura de ebullición separándose vapor refrigerante. La disolución restante rica en absorbente, cierra el ciclo retornando al absorbedor, mientras que el refrigerante lo hace a través del condensador y el evaporador, de igual forma que en una máquina de compresión mecánica. El refrigerante torna al estado de vapor en el evaporador, a baja presión y temperatura, para ser absorbido exotérmicamente en el absorbedor por la disolución concentrada procedente del generador.

El refrigerante circula sucesivamente a través del condensador, de la válvula de expansión, del evaporador y del absorbedor. En el condensador (proceso 1-2) el refrigerante vapor se transforma en refrigerante líquido a la temperatura de condensación (t_2) cediendo el calor de condensación (q_{COND}) al foco que se encuentra a la temperatura T_{COND} . A continuación pasa a través de la válvula de expansión

(proceso 2-3) en un proceso isoentálpico en el cual reduce su presión evaporándose parcialmente y reduciendo su temperatura hasta la de evaporación (T_{EVAP}). En estas condiciones el refrigerante llega al evaporador (proceso 3-4) donde recibe el calor del local (q_{EVAP}) que provoca su completa evaporación a la temperatura T_{EVAP} . En estado de vapor saturado el refrigerante accede al absorbedor, donde se pone en contacto con la disolución concentrada procedente del generador, que absorbe el vapor y lo transforma en estado líquido (calor de condensación), al mismo tiempo que diluye la disolución en bromuro de litio (calor de dilución). El calor de absorción, que es la suma del calor de condensación más el calor de dilución, se transfiere a la temperatura T_{ABS} .

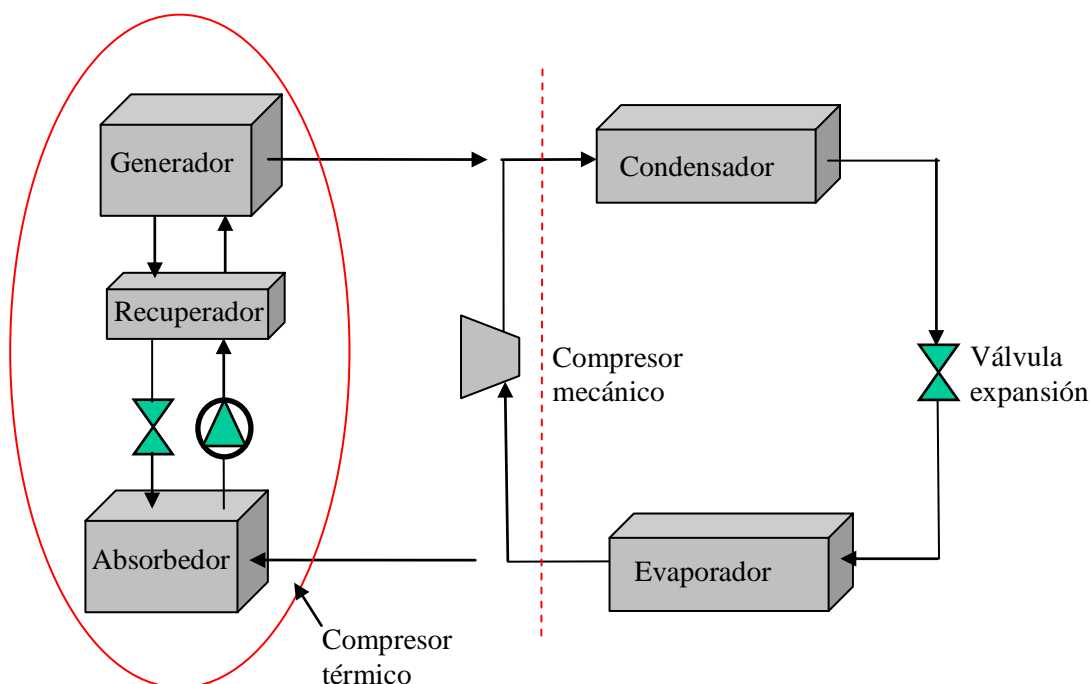


Figura 2.1. Comparación entre el compresor de una máquina de absorción (térmico) y el de una máquina de compresión mecánica.

La energía eléctrica consumida por la bomba de la disolución es despreciable frente a la que se necesita en la compresión de un vapor, debido al menor volumen específico de la disolución pero, a cambio, es preciso un gran aporte de calor para separar el refrigerante del absorbente en la disolución, puesto que media una evaporación.

El recuperador de calor transfiere calor sensible de la disolución pobre a la disolución rica en refrigerante, con lo cual aproxima a ambos caudales a las condiciones de saturación necesarias para la absorción y la generación respectivamente, reduciendo la carga térmica del absorbedor y del generador, y mejorando sustancialmente la

eficiencia.

Es importante resaltar que en la máquina frigorífica de absorción se realizan dos ciclos: el *ciclo del refrigerante* y el *ciclo de la disolución*. El ciclo del refrigerante se inicia en el generador (1) y termina en el absorbedor (4). Por su parte, el ciclo de la disolución transcurre entre el absorbedor y el generador, en el componente que se ha denominado compresor térmico. En el absorbedor la disolución se diluye y en el generador se concentra. El generador y el condensador constituyen las zonas de alta presión de la máquina, mientras que el evaporador y el absorbedor constituyen las de baja presión.

2.3.2 Fluidos de trabajo

Los dos pares refrigerante/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor en general.

Las disoluciones de bromuro de litio en agua son conocidas desde las primeras décadas del siglo XX. No serían introducidas en el mercado del aire acondicionado por absorción hasta la década de los 50. En esta década se estudió su estabilidad térmica y su aplicación a máquinas de simple efecto. En la década de 1970 se comenzó a utilizar como fluido de trabajo del ciclo de absorción de doble efecto. Se ha elegido el par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ porque presenta varias ventajas frente al $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:

- EL NH_3 por su carácter tóxico necesita utilizar sistemas indirectos.
- El ciclo de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ tiene un coeficiente de operación mayor que el de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (Eber, 1967).
- No necesita torre de destilación (el LiBr no se evapora en las condiciones de trabajo por su elevado punto de fusión y ebullición).

Además no existen máquinas de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ de doble efecto ya que las presiones que se originarían en el generador serían excesivamente elevadas.

Las propiedades físicas más importantes involucradas en el ciclo de absorción son la conductividad térmica, el calor específico, la densidad, la viscosidad y la tensión superficial. Entre las propiedades termodinámicas se encuentran la presión de vapor, la entalpía, la entropía, etc. En los diagramas siguientes se representan las propiedades que se necesitan para efectuar los balances de masa y energía: diagrama PTX (presión-

temperatura-concentración) (figura 2.2), diagrama hX (entalpía-concentración) (figura 2.3), calor específico de la disolución (figura 2.4) y densidad de la disolución (figura 2.5).

El diagrama PTX (McNeely, 1979), también llamado *diagrama de Dühring*, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de LiBr/H₂O. Se denomina así porque ha sido diseñado utilizando la llamada *regla de Dühring*, la cual dice que *si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta*. Este es el diagrama recomendado por ASHRAE.

En la figura 2.3 se muestra el *diagrama de Merkel* (McNeely, 1979), que permite calcular la entalpía de la disolución en función de la concentración y de la temperatura de la misma. Para construir dicho diagrama es necesario conocer el calor de licuación del vapor de agua, así como los calores de dilución y formación de la disolución, además del calor específico en función de la temperatura.

Cabe destacar asimismo el diagrama Temperatura-entropía (T-S) desarrollado por Tozer et al. (2005) para disoluciones de LiBr/H₂O, como una herramienta muy útil para estudiar y optimizar este tipo de ciclos.

La figura 2.4 representa el *calor específico* en función de la concentración. Si bien el calor específico también depende de la temperatura, esta variación es menos importante que la variación respecto de la concentración. La figura 2.5 muestra la variación de la *densidad* de la disolución en función de la concentración y de la temperatura.

Las ecuaciones obtenidas a partir de estas gráficas aparecen recogidas en el Anexo II.

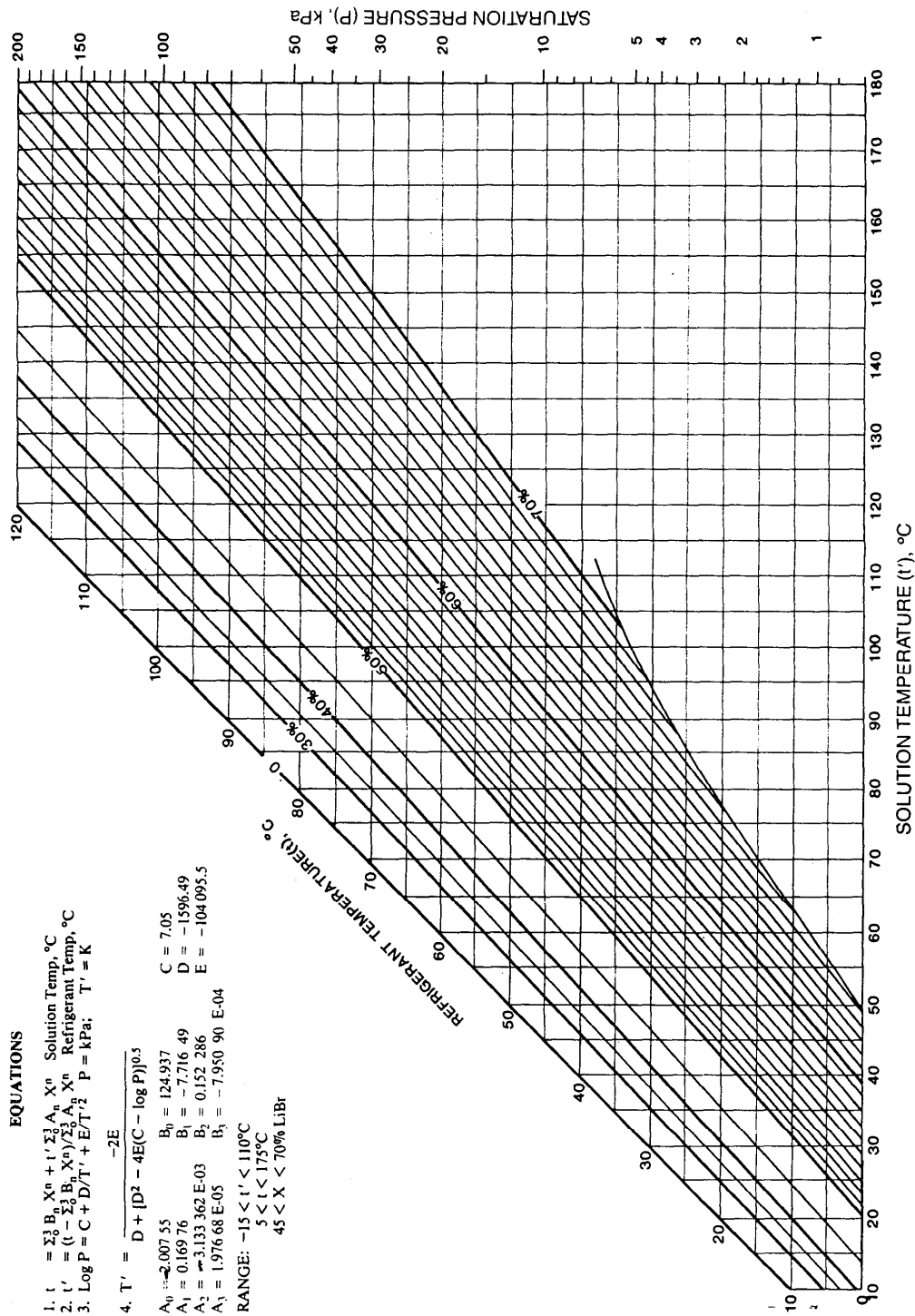


Figura 2.2. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H₂O (McNeely, 1979).

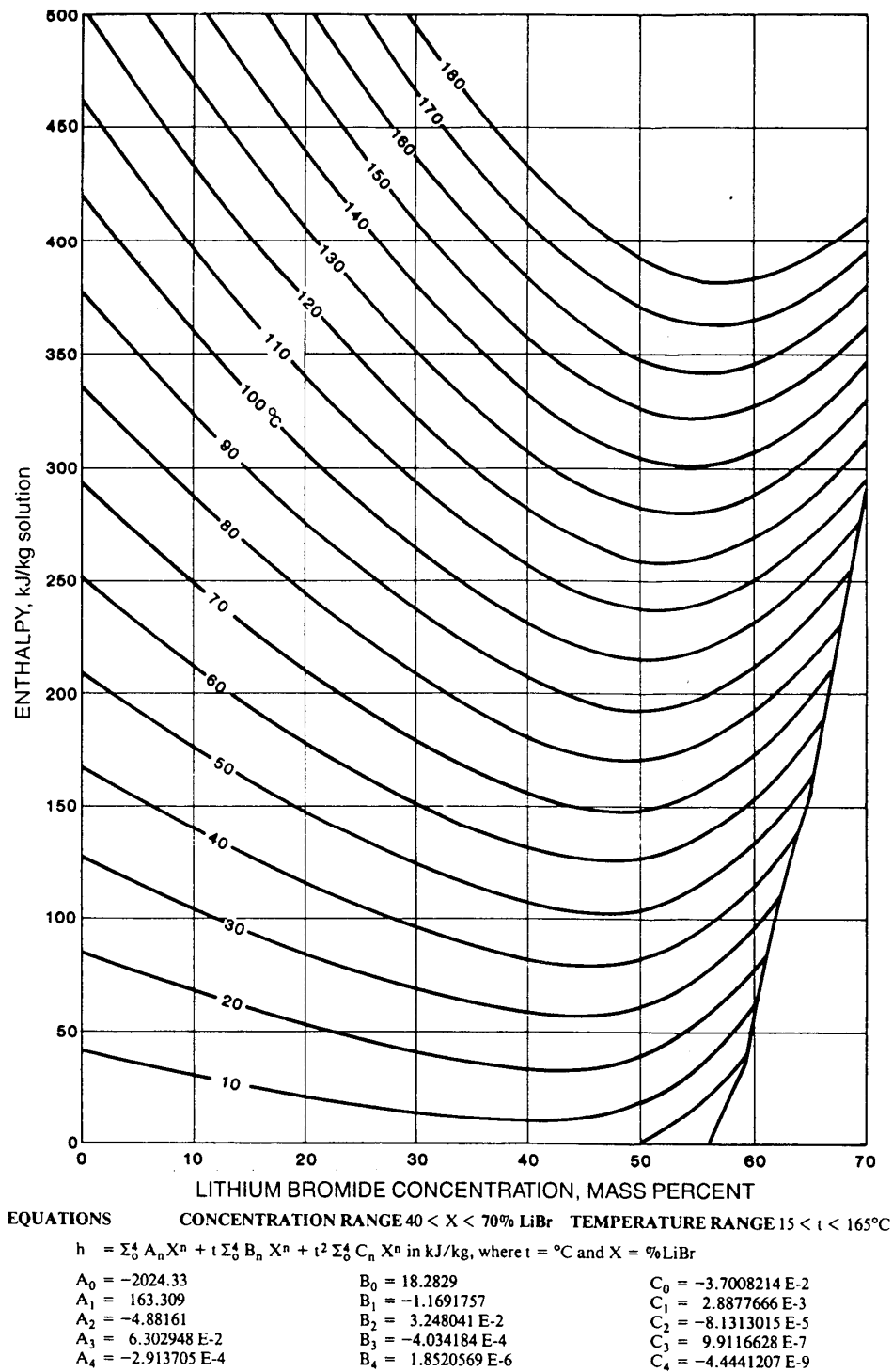


Figura 2.3. Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H₂O (McNeely, 1979).

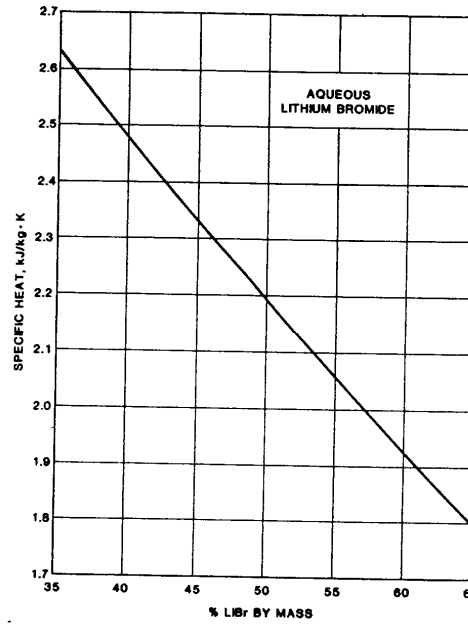


Figura 2.4. Calor específico en función de la concentración (Ellington et al, 1957).

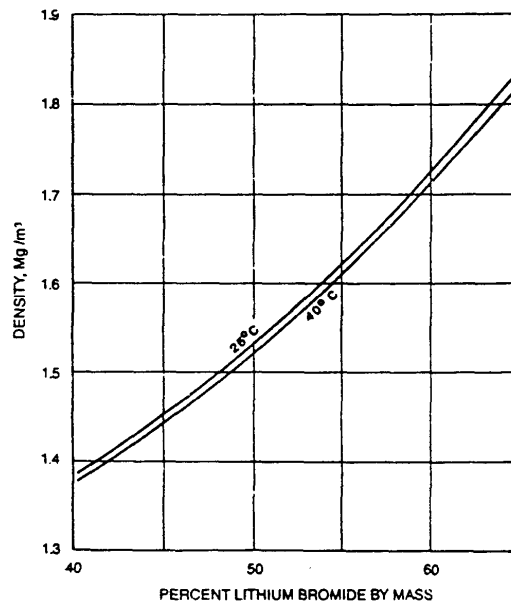


Figura 2.5. Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio (Ellington et al, 1957).

➤ El refrigerante

El agua es el líquido con mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza. Esta característica es especialmente relevante en instalaciones de climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el

sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante. Tiene el inconveniente de que la temperatura de evaporación debe ser superior a 0°C , lo cual le impide trabajar en refrigeración. Por esta razón las máquinas de absorción de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0°C , entre 4 y 10°C . Como la presión de vapor absoluta a estas temperaturas está comprendida entre 400 y 900 Pa, el volumen específico en el evaporador es muy grande, del orden del $200 \text{ m}^3/\text{kg}$. Por el contrario el condensador trabaja con presiones absolutas entre 4.000 y 10.000 Pa, lo cual implica que el volumen específico del refrigerante es unas cinco veces inferior al del evaporador.

➤ El absorbente

El absorbente en la disolución es el bromuro de litio, una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del LiBr se encuentra en 535°C y el punto de ebullición del orden de 2200°C , siendo su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad.

Por último destacar que se están dedicando ingentes esfuerzos en investigación para el desarrollo de esta tecnología con nuevos fluidos de trabajo que puedan resultar más convenientes que los usados hasta ahora, como los trabajos presentados por de Lucas et al.(2005) y Koo et. al.(1998).

➤ Inconvenientes de la disolución de LiBr/agua

La curva que aparece a la derecha en el diagrama PTX es el límite de cristalización (figura 2.2). Si se supera esta línea se formarán cristales en la disolución. Esta zona está comprendida entre el 65 y 70% de concentración de bromuro de litio y para temperaturas comprendidas entre 48 y 105°C . La máquina se diseña para trabajar fuera de esta zona para evitar la formación de cristales en la disolución.

Estas disoluciones son muy corrosivas en presencia de oxígeno. Esta corrosión se atenúa durante las condiciones normales de funcionamiento del ciclo: 600-900 Pa en el evaporador, y 4-10 kPa en el condensador. Por ello es necesario añadir a la disolución algún inhibidor de corrosión.

2.3.3 Balances de masa y energía

En la figura 2.6 se muestra el esquema de una máquina de Bromuro de Litio/agua de simple efecto condensada por agua. En este esquema aparecen

numerados los diferentes estados que por los que pasan, tanto la disolución como el refrigerante. Mediante la aplicación del primer principio de la Termodinámica y el principio de conservación de la masa a todos los componentes de la máquina se obtienen los balances de energía y masa en cada uno de los componentes:

➤ Generador

El generador es un intercambiador de calor que se ocupa, como su propio nombre indica, de *generar* vapor refrigerante. Sobre este componente se suministra energía en forma de calor, q_G , suministrada por el foco que se encuentra a una temperatura T_G . Este calor puede proceder de la combustión de combustibles fósiles, calores residuales, o incluso calor renovable obtenido de la conversión de la energía solar, la biomasa, el calor de origen geotérmico, etc. Esta transferencia de calor al circuito de la disolución de LiBr/H₂O provoca la ebullición de una parte del agua contenida en ella.

Admitiendo que el refrigerante en el estado 1 (figura 2.6) es refrigerante puro se deriva que por cada m_d kg de disolución con los que se alimenta el generador, se separan m_r kg de disolvente, retornando $(m_d - m_r)$ kg al absorbedor.

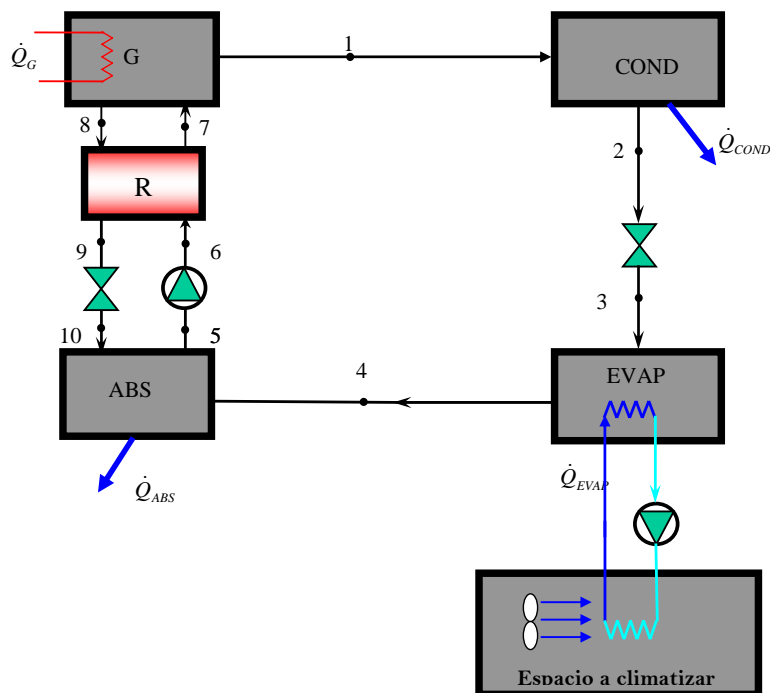


Figura 2.6. Esquema de una máquina de absorción de LiBr/H₂O de simple efecto condensada por agua

Un balance de energía y de masa en este componente permite encontrar las siguientes

relaciones,

$$Q_G + m_d \cdot h_7 - m_r h_1 - (m_d - m_r)h_8 - Q_p = 0$$

Siendo $m_d = m_7$ y $m_r = m_1$. Además Q_p es el calor transferido por el generador al ambiente. Como se considera que el generador es adiabático, esto implica que $Q_p = 0$, y despejando queda,

$$Q_G = m_r(h_1 - h_8) + m_d(h_8 - h_7) \quad (2.1)$$

Por otra parte, si se realiza un balance de masa de refrigerante en el generador,

$$m_d \cdot X_{r_ABS} = (m_d - m_r) \cdot X_{r_G} + m_r \quad (2.2)$$

Si se denomina a la concentración de absorbente en el absorbedor X_{ABS} y en el generador X_G se puede escribir la siguiente relación entre el caudal de disolución y el de refrigerante (R),

$$R = \frac{m_d}{m_r} = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}} \quad (2.3)$$

Esta ecuación representa la relación entre el caudal de la disolución que circula entre el absorbedor y el generador, y el caudal de refrigerante producido en el generador. Considerando el caudal de refrigerante producido, \dot{m}_r , igual a 1 kg/s permite calcular el caudal de disolución bombeado por cada kg/s de refrigerante producido en el generador:

$$R = \dot{m}_d = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}} \quad (2.4)$$

El caudal de refrigerante real que circula por la máquina se obtiene a través de la relación entre la carga térmica del local, \dot{Q}_e , y el calor específico de evaporación,

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{q_{EVAP}} \quad (2.5)$$

Siendo el caudal de disolución bombeado entre el absorbedor y el generador igual a,

$$\dot{m}_d = R \cdot \dot{m}_r \quad (2.6)$$

➤ Absorbedor

El absorbedor es el componente crítico de la máquina, ya que es el correcto funcionamiento de la máquina depende de su buena capacidad para absorber el vapor refrigerante procedente del evaporador. Para ello debe optimizarse conjuntamente la transferencia de masa y de calor, ya que la capacidad de absorción de refrigerante está íntimamente ligada a la temperatura de absorción.

El absorbedor se alimenta, por un lado con el caudal de disolución ($m_d - m_r$) con entalpía h_{10} procedente del generador y, por otro lado, con el vapor refrigerante m_r procedente del evaporador. Del absorbedor se extrae el caudal de disolución diluida m_d con entalpía h_5 .

El balance de energía es,

$$-Q_{ABS} + m_r h_4 - m_d h_5 + (m_d - m_r) \cdot h_{10} - Q_p = 0$$

Como el absorbedor se considera adiabático las pérdidas por calor al ambiente se eliminan y la expresión queda,

$$Q_{ABS} = m_r \cdot (h_4 - h_{10}) + m_d \cdot (h_{10} - h_5) \quad (2.7)$$

➤ Recuperador de calor de la disolución

Este componente se utiliza para precalentar la disolución antes de acceder al generador aprovechando la mayor temperatura de la disolución concentrada que retorna del generador. El recuperador produce dos efectos beneficiosos: además de acercar la disolución diluida al punto de ebullición que alcanzará en el generador, enfría la disolución concentrada en su retorno al absorbedor. Se diseña para trabajar con una eficiencia, ξ , que se define como el cociente del calor ganado por la disolución fría entre el máximo calor que en teoría se podría transferir. El calor ganado por la disolución fría es,

$$Q_R = m_d \cdot (h_7 - h_6) \quad (2.8)$$

Mientras que el máximo calor que se podría transferir teóricamente sería,

$$Q_{\max} = m_d \cdot (h_8 - h_6) \quad (2.9)$$

La eficiencia, ξ , será por tanto,

$$\xi = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6} \quad (2.10)$$

➤ **Válvula de estrangulamiento**

En esta válvula se efectúa la reducción de presión de la disolución concentrada desde la presión en el generador a la presión del absorbedor. Es asimismo una reducción isoentálpica,

$$h_9 = h_{10} \quad (2.11)$$

➤ **Condensador**

El condensador es el componente donde se efectúa al cambio de fase del vapor refrigerante procedente del generador. El balance de energía en el condensador es,

$$-Q_{COND} + m_r \cdot (h_1 - h_2) - q_p = 0$$

Como ha ocurrido con los anteriores componentes, también el condensador es considerado adiabático, luego se desprecian las pérdidas de calor al ambiente, quedando el balance energético,

$$Q_{COND} = m_r \cdot (h_1 - h_2) \quad (2.12)$$

El calor q_{COND} normalmente se transfiera a un foco térmico que no es otro que la atmósfera. Para que eso pueda producirse, la temperatura del fluido exterior que circula por el condensador debe ser menor a la temperatura de condensación, T_{COND} .

➤ **Válvula de expansión**

En esta válvula se efectúa la transformación del refrigerante en estado líquido saturado a la salida del condensador en una mezcla bifásica a la presión y temperatura de evaporación. Este proceso es isoentálpico e irreversible, lo cual implica un aumento en la entropía del fluido. Esta irreversibilidad provoca que parte del refrigerante se transforme en vapor; vapor que pierde su capacidad de producir frío. El balance de energía en esta válvula es,

$$h_2 = h_3 \quad (2.13)$$

➤ **Evaporador**

A este intercambiador accede la mezcla bifásica procedente de la válvula de expansión. A través de él circulan conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico alguno, y el líquido que, al hervir a la presión de evaporación transfiere su calor latente al fluido exterior que circula por el evaporador. El balance de energía en el evaporador es,

$$\dot{Q}_{EVAP} + \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_4) - \dot{q}_p = 0$$

Considerando adiabático el evaporador el balance finalmente queda,

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_r \cdot (h_4 - h_3) \quad (2.14)$$

➤ Bomba de la disolución

La misión de esta bomba es hacer circular la disolución desde el absorbedor hasta el generador. El balance energético en la bomba será,

$$-w_b = \dot{m}_d \cdot (h_6 - h_5) \quad (2.15)$$

2.3.4 Coeficiente de Eficiencia Energética

El uso de la energía en máquinas de absorción se evalúa a través del Coeficiente de Eficiencia Energética (C.E.E.) también denominado Coeficiente de Operación (COP). A través de este parámetro se compara el efecto útil del ciclo con la energía consumida para producirlo. En el caso de máquinas frigoríficas, como la descrita, el COP se define como el cociente entre la potencia frigorífica obtenida en el evaporador (\dot{Q}_{EVAP}) y la potencia suministrada al generador (\dot{Q}_G) más la electricidad suministrada a la bomba de la disolución (\dot{W}_{elec}). A su vez la electricidad consumida por la bomba es el cociente entre la potencia suministrada a la disolución (\dot{W}_b) y el rendimiento de conversión de la energía eléctrica a energía mecánica (η_b),

$$\dot{W}_{elec} = \frac{\dot{W}_b}{\eta_b} \quad (2.16)$$

El calor suministrado al evaporador es la carga térmica (kW) del local que se desea climatizar.

La expresión del COP despreciando el consumo de energía eléctrica frente a la energía aportada al generador será,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G} \quad (2.17)$$

Pero si se tiene en cuenta el consumo eléctrico de la máquina entonces la expresión es,

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_r \cdot (h_1 - h_8) + \dot{m}_d \cdot (h_8 - h_7) + \dot{W}_{elec}} \quad (2.18)$$

Por otra parte, la potencia desarrollada por la bomba de la disolución puede expresarse en forma de potencia calorífica, determinando el calor que es necesario emplear para producir la electricidad que mueve la bomba,

$$\dot{Q}_b = \frac{\dot{W}_{elec}}{\eta_{ce}} \quad (2.19)$$

Siendo η_{ce} el rendimiento de la conversión de calor a electricidad del sistema de generación termoeléctrica³.

Por tanto el COP queda como,

$$COP_{REF} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_r \cdot (h_1 - h_8) + \dot{m}_d \cdot (h_8 - h_7) + \dot{Q}_b} \quad (2.21)$$

En máquinas que trabajen como **bombas de calor** el efecto útil se obtiene tanto del condensador como del absorbedor por lo que se calcula el COP como:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_b} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} \quad (2.23)$$

Y se relaciona con el ciclo frigorífico según:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} = \frac{\dot{Q}_G + \dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} = 1 + \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} = 1 + COP_{REF} \quad (2.24)$$

Desde que se ha comenzado a aplicar fuentes de energía de alta temperatura sobre el ciclo de simple efecto, éste ha sido objeto de varias modificaciones para maximizar su eficiencia energética. Esto se ha conseguido mediante el empleo de intercambiadores que recuperan el calor sobrante en el absorbedor o en el generador. A estos ciclos se les denomina AHX (Absorber Heat eXchange) y GAX (Generator Absorber eXchange) (figura 2.7).

³ Este valor se estima alrededor de 0,38

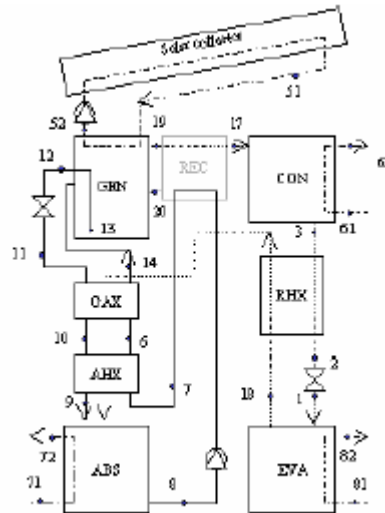


Figura 2.7. Ciclo de absorción GAX (Kim e Infante Ferreira, 2005).

Existen diversas variantes de ciclos de absorción, generalmente ideadas para operar a un nivel térmico más bajo, o para superar al ciclo de simple efecto en alguna característica determinada como, por ejemplo, conseguir una mayor eficiencia. Las más destacadas son el ciclo de *efecto mitad* y el ciclo de *doble efecto*.

2.4 Ciclo de efecto mitad

El ciclo de *efecto mitad* se emplea cuando la fuente térmica disponible es de baja temperatura⁴, del orden de 65-80°C. Este nivel de temperaturas es tan bajo que apenas permite el funcionamiento de un sistema de simple efecto. El sistema de efecto mitad presenta tres niveles diferentes de presión (figura 2.8). La presión alta y la baja operan del mismo modo que en simple efecto. La presión intermedia es aquella a la que el generador de baja presión proporciona vapor refrigerante al absorbedor de alta presión. Aquí el vapor es absorbido de nuevo por la disolución, y ésta es enviada al generador de alta temperatura donde se produce una nueva ebullición. El refrigerante vapor cierra el ciclo a través del condensador y evaporador para regresar al absorbedor de baja presión.

⁴ Este puede ser el caso de colectores solares planos.

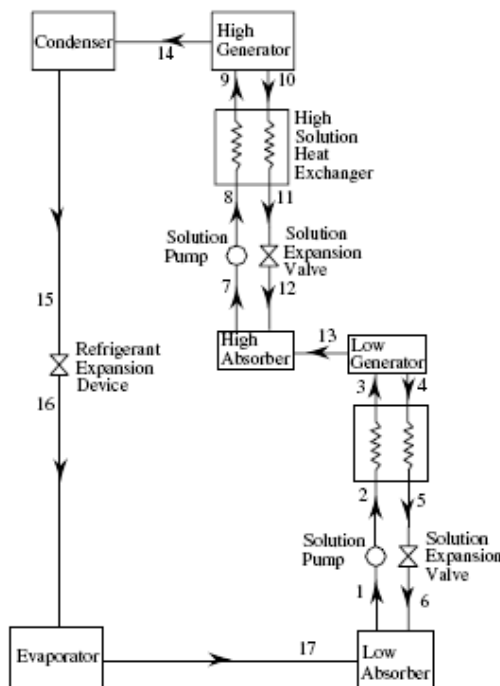


Figura 2.8. Esquema de un ciclo de efecto mitad (Arivazhagan et al., 2006).

Está claro que la principal ventaja de los ciclos de efecto mitad es que la temperatura a la que trabajan es inferior a cualquier otro. Sin embargo este tipo de ciclos, precisamente por trabajar con un nivel térmico tan bajo, presentan el inconveniente de tener un COP muy bajo, del orden de la mitad del que tienen las de simple efecto (Tozer, 2002).

2.5 Ciclo de doble efecto

2.5.1 Descripción general

Una máquina de absorción de doble efecto se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, un condensador y un subenfriador de líquido, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor. Los ciclos de doble efecto, como poseen dos generadores, realizan dos separaciones de vapor a partir de un aporte inicial de calor externo, de manera que se consigue un aumento notable en el COP de la máquina respecto a las de simple efecto. Pero ello implica un nivel térmico superior a las de simple efecto en el generador de alta temperatura, con el fin de que el vapor producido en este generador sea a su vez capaz de producir vapor refrigerante en el generador de baja temperatura.

El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta temperatura en el ciclo de doble efecto se encuentra entre 150 y 180°C (Henning, 2007). Su valor dependerá de la temperatura ambiente, de la carga térmica a cubrir y del tipo de condensación con el que opere: por agua o por aire.

El coeficiente de operación se define del mismo modo que para las máquinas de simple efecto (ecuación 2.17):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G}$$

En este caso el calor aportado a la máquina será el suministrado al generador de alta temperatura: $\dot{Q}_G = \dot{Q}_{GA}$

Por otro lado, el efecto útil producido en el evaporador lo podemos desdoblar en dos:

- El efecto producido por la contribución del refrigerante producido en el generador de alta temperatura (\dot{Q}_{EVAPGA}) y
- El efecto producido por la contribución del refrigerante producido en el generador de baja temperatura (\dot{Q}_{EVAPGB}).

Sustituyendo esto en la expresión del COP se obtiene,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G} = \frac{\dot{Q}_{EVAPGA} + \dot{Q}_{EVAPGB}}{\dot{Q}_{GA}} = COP_{EVAPGA} + COP_{EVAPGB} \quad (2.25)$$

Si incluimos el consumo eléctrico el COP queda,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAPGA} + \dot{Q}_{EVAPGB}}{\dot{Q}_{GA} + \dot{W}_{elec}} \quad (2.26)$$

El hecho de que la máquina de doble efecto utilice para su funcionamiento otra fuente de calor de más elevado nivel térmico⁵ ($\cong 150^\circ C$), tiene como consecuencia un

⁵ Véase apartado 2.5

aumento del COP en un sumando igual a COP_{EVAPGB} , que no es otro que el efecto útil resultado de emplear un segundo generador.

A partir de los estudios realizados por Herold et al. (1996) y Xu and Dai (1997), se puede ver representando el esquema una máquina de absorción de doble efecto con los generadores alimentados en paralelo: el vapor de refrigerante separado en el generador de alta condensa suministrando a su vez calor al generador de baja, separando por tanto, una nueva cantidad de refrigerante de la disolución sin consumo adicional de calor externo.

En la figura 2.9 se muestra un esquema de una máquina de absorción de doble efecto condensada por agua con todos los componentes que intervienen en su funcionamiento.

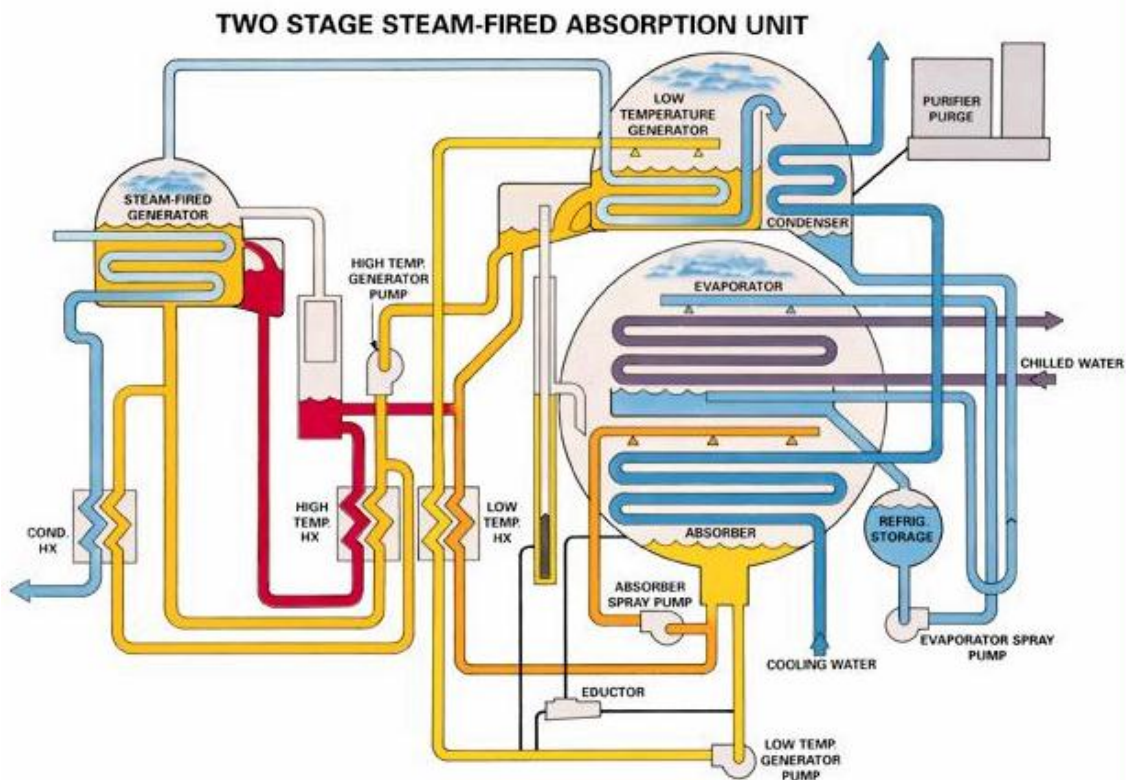


Figura 2.9. Esquema de una máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por agua (Fuente: <http://www.energytechpro.com/Demo-EM/Images/AbsorptionCycle.jpg>).

A partir de este esquema se describe a continuación su funcionamiento:

La disolución contenida en el absorbedor (*absorber*) es aspirada por la bomba (*low temp generator pump*) y transportada, en primer lugar, hacia el generador de baja

temperatura. Una vez allí, la disolución hervirá debido al calor transferido por el vapor refrigerante producido en el generador de alta temperatura. A continuación, parte de la disolución concentrada será transportada por otra bomba al generador de alta temperatura donde se producirá el vapor refrigerante a alta temperatura. El resto retornará al absorbedor, pasando previamente por el recuperador de calor de baja temperatura (*low temp hx*), donde se enfriará la disolución antes de su entrada al absorbedor. Por tanto, esta máquina tiene una distribución de la disolución *serie*: en primer lugar, la disolución circula a través del generador de baja temperatura (*low temperature generator*) y, a continuación, por el de alta. El generador de alta temperatura (*high temperature generator*) es aquel que recibe el calor del foco térmico de alta temperatura (q_{COND} , T_{COND}).

El vapor refrigerante producido en el generador de alta es el causante de la ebullición de la disolución en el generador de baja. El efecto en el generador de baja temperatura es doble, ya que este vapor procedente del generador de alta temperatura, al transferir el calor al de baja temperatura se condensa. Por tanto, el generador de baja es generador y condensador al mismo tiempo. El vapor refrigerante, producido en el generador de baja temperatura, circula después hacia el condensador, donde cede su calor latente al agua de refrigeración (*cooling water*) y cambia de estado.

El refrigerante producido en los dos generadores, ya en estado líquido, es conducido hasta el evaporador (*evaporator*) donde es rociado mediante unos sprays sobre un intercambiador de tubos. Por el interior de estos tubos circula agua (*chilled water*) que cede calor sensible al refrigerante, q_{EVAP} , y provoca su ebullición a la presión y temperatura de evaporación (T_{EVAP} , P_{EVAP}). Ya en estado de vapor saturado, el refrigerante vuelve al absorbedor donde entra en contacto con la disolución concentrada procedente de los dos generadores, resultando absorbido por la misma, diluyéndola (calor de dilución) y transformándose en estado líquido (condensación). El calor de absorción es la suma de estos dos calores: el de dilución más el de condensación (ec. 2.7).

Los balances de masa y energía en este tipo de ciclos son desarrollados en profundidad en los capítulos 4 y 5.

2.5.2 Clasificación de las máquinas de absorción de doble efecto

Antes de comenzar a describir este tipo de máquinas de absorción se presenta una clasificación de las mismas, en base a dos criterios de los cuales han derivado 4 tipos distintos:

- Por la *distribución del caudal* de la disolución hacia los dos generadores:

Las opciones que se presentan son básicamente dos: *flujo paralelo* y *flujo serie*.

- Por el sistema de condensación empleado:

En este caso las dos opciones son: condensación por agua y condensación por aire.

➤ Flujo paralelo

Una de las más importantes decisiones a tomar cuando se trata de diseñar una máquina de absorción de doble efecto es el modo de distribuir la disolución que circula desde el absorbedor hacia los dos generadores. En este tipo de configuración la disolución procedente del absorbedor se divide en dos circuitos; uno hacia el generador de alta temperatura y otro hacia el de baja (figura 2.10). Según Herold et al. (1996) las máquinas de doble efecto con distribución de flujo paralelo desarrollan un COP mayor que las de flujo en serie. Esto mismo es ratificado en un trabajo posterior llevado a cabo por Arun et al. (2001). Este tipo de configuración presenta mayores beneficios desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor que la configuración serie, si bien necesita mayor complejidad en el sistema de control (Herold et al., 1996).

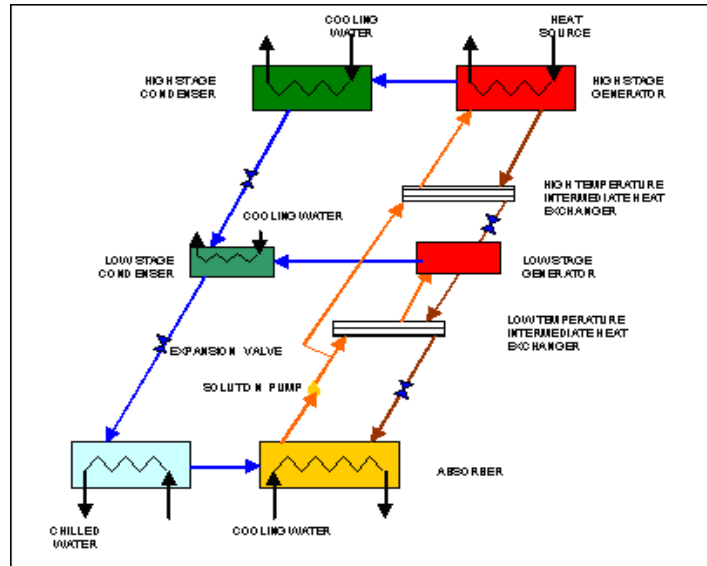


Figura 2.10. Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo paralelo (Fuente: http://www.eere.energy.gov/de/thermally_activated/tech_basics.html).

➤ Flujo serie

En la configuración serie todo el caudal de disolución es conducido, en primer lugar, al generador de alta temperatura y, posteriormente, al de baja temperatura (figura 2.11).

Por otro lado el generador de alta temperatura debe alcanzar una temperatura lo suficientemente elevada para proporcionar el calor necesario al generador de baja el cual haga hervir la disolución.

Por otra parte, tanto las máquinas de doble efecto paralelo como las de distribución en serie se pueden dividir en dos tipos según el sistema de condensación: condensadas por agua y condensadas por aire.

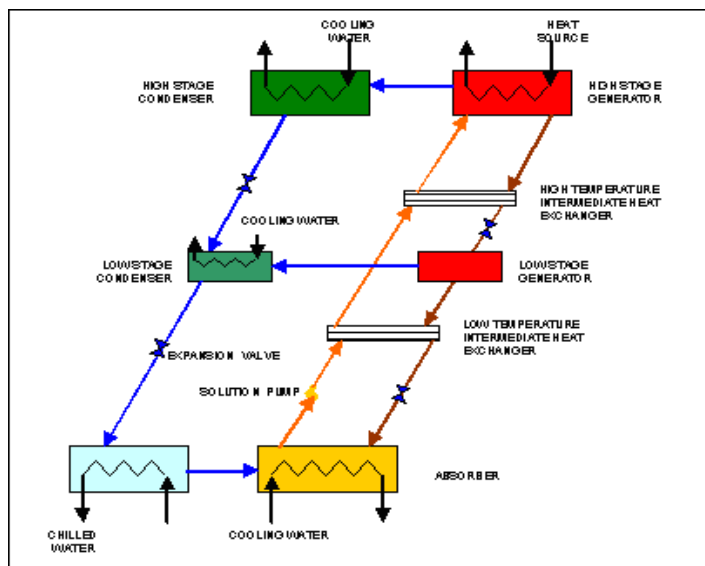


Figura 2.11. Esquema del ciclo de una máquina de absorción de doble efecto con distribución de flujo serie (fuente: http://www.eere.energy.gov/de/thermally_activated/tech_basics.html).

➤ Condensadas por agua

Las máquinas condensadas por agua son aquéllas que utilizan el agua para condensar el vapor refrigerante producido en el generador de baja temperatura, así como para refrigerar la disolución en el absorbedor. Este tipo de sistema de condensación lleva asociado una torre de enfriamiento donde se evacua a la atmósfera el calor absorbido. La condensación por agua es la mayoritariamente empleada por las máquinas de absorción hasta la fecha, por sus buenas prestaciones. Si bien en los últimos años, debido a la estricta reglamentación sobre las torres de refrigeración, cada vez están apareciendo más trabajos de investigación sobre máquinas condensadas por aire.

➤ Condensadas por aire

Las torres de refrigeración, aparte del problema de su ubicación debido a su gran volumen, presentan el inconveniente de su exhaustivo mantenimiento ya que en ellas es muy frecuente la aparición de la bacteria denominada *Legionella* (la legislación al respecto es muy estricta). Además son unas de las principales responsables de que la tecnología de la absorción no haya conseguido implantarse en el mercado doméstico. Los sistemas condensados por aire presentan la *gran ventaja* de poder funcionar prescindiendo de la torre de refrigeración. Esta es la razón por la cual cada vez más la investigación en su desarrollo se está convirtiendo en un tema de máximo interés.

Capítulo 3

3 ESTADO DEL ARTE

El estado del arte de la materia que abarca esta tesis pretende exponer la situación actual de las máquinas de absorción de baja potencia, describiendo en primer lugar los modelos clásicos condensados por agua, para terminar focalizando sobre los avances logrados en las máquinas condensadas por aire. Esto es analizado desde dos puntos de vista: por un lado, se hace hincapié en la información existente en la literatura especializada que ha conducido al desarrollo de dicha tecnología; y, por otro lado, se analiza la presencia de estas máquinas en el mercado, examinando los modelos existentes y sus características principales.

3.1 Las máquinas de absorción de pequeña potencia condensadas por agua

En este apartado se analizan las máquinas de absorción de pequeña potencia que están condensadas por agua y que ya están operativas en el mercado.

3.1.1 Simple efecto

Los principales modelos de máquinas de absorción de simple efecto condensados por agua de baja potencia que están operando actualmente en el mercado son los que aparecen representados en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Máquinas de simple efecto de baja potencia condensadas por agua.

Marca	\dot{Q}_{EVAP} (kW)	Disolución	Fuente de calor	T _c (°C)	T agua fría (°C)	Tamaño	COP	Otras características
Yazaki	35	LiBr/H ₂ O	Combustibles fósiles, calores residuales, renovables (solar, biomasa)	90	8-12	Grande en comparación con compresión mecánica	0,7	Consumo eléctrico <85%eléctricas Riesgo Legionella Sin bomba de disolución
Thermax	35	LiBr/H ₂ O	“	90/80	8-12	“	0,7	“
EAW	15	LiBr/H ₂ O	“,	85	15	“	0,7	“
Phoenix	10	LiBr/H ₂ O	solar	95/85	12-16	“	0,7	Consumo eléctrico <85%eléctricas Riesgo Legionella torre refrigeración
ClimateWell	10	LiCl/H ₂ O	Solar	90	10-16	Muy grande: 2,5 m ³ sin incluir torre refrigeración	0,7	Consumo eléctrico 85%<eléctricas Legionella Func.: lotes Tpo carga lotes:4 hrs Estable aunque se nuble

3.1.2 Efecto mitad

Erickson (1995) desarrolló una máquina de efecto mitad de amoníaco/agua condensada por agua para la producción de hielo en Alaska. Fue diseñada para ser usada en los pequeños pueblos de pescadores en Alaska que viven aislados y alejados de las ciudades. Esta máquina funciona con calores residuales procedente de la combustión de motores.

La empresa Entropie también ha sacado al mercado una máquina de efecto mitad accionada con temperaturas en el generador entre 60-80 °C,

3.1.3 Doble efecto

En este apartado se presentan los dos modelos de máquinas de doble efecto condensadas por agua presentes en el mercado. Cabe destacar que la máquina *Rinnai/Oska*, a pesar de estar oficialmente en el mercado y presentar unas características de funcionamiento muy buenas, ha sido imposible localizarla, lo cual lleva a pensar que su difusión ha sido más bien escasa debido a algún tipo de contratiempo.

Tabla 3.2. Principales características de las máquinas de doble efecto de baja potencia condensadas por agua existentes en el mercado.

Marca	\dot{Q}_{EVAP} (kW)	Disolución	Fuente de calor	T _{gen} (°C)	T agua fría (°C)	Tamaño	COP	Otras características
Broad	16	LiBr/H ₂ O	Combustibles fósiles, calores residuales, renovables (biomasa)	150	10- 16	Muy Grande 2,5 m ³ sin torre	1,2	Consumo eléctrico: 85% < eléctricas Peligro Legionella torre refrigeración
Rinnai/ Oska	6,7	LiBr/H ₂ O	Combustibles fósiles, calores residuales, renovables (solar, biomasa)	150	10- 15	Reducido: 0,6x0,7x0 ,4	1,2	“

3.2 Las máquinas de absorción condensadas por aire

3.2.1 Introducción

Las máquinas de absorción condensadas por aire presentan la gran ventaja de prescindir de la torre de enfriamiento. En términos de funcionamiento, la máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire se comporta de modo similar a una condensada por agua. Precisamente es esta característica, el *modo* en que se lleva a cabo la condensación del refrigerante, donde radica su principal diferencia. En este tipo de sistemas el aire es el fluido que extrae el calor en el condensador y en el absorbedor. El uso del aire como fluido refrigerador conlleva un aumento en las temperaturas de condensación, lo cual repercute a su vez en una mayor temperatura de ebullición en los generadores. Esto se debe a que los sistemas condensados por aire operan a la temperatura de bulbo seco mientras que los condensados por agua utilizan torres de refrigeración para el intercambio de calor, gobernadas por la temperatura de bulbo húmedo.

La condensación por aire desplaza el ciclo de operación hacia una zona de mayores temperaturas y concentraciones de la disolución, acercándose peligrosamente a la zona de cristalización del bromuro de litio (ver figura 3.1). Si aumenta la temperatura de absorción y se pretende seguir evaporando refrigerante a la misma temperatura, esto conlleva el aumento en los niveles de concentración de la disolución y el consiguiente acercamiento a la zona de formación de cristales. Este es el principal impedimento en el desarrollo de la condensación por aire en máquinas de absorción (Foley et al., 2000).

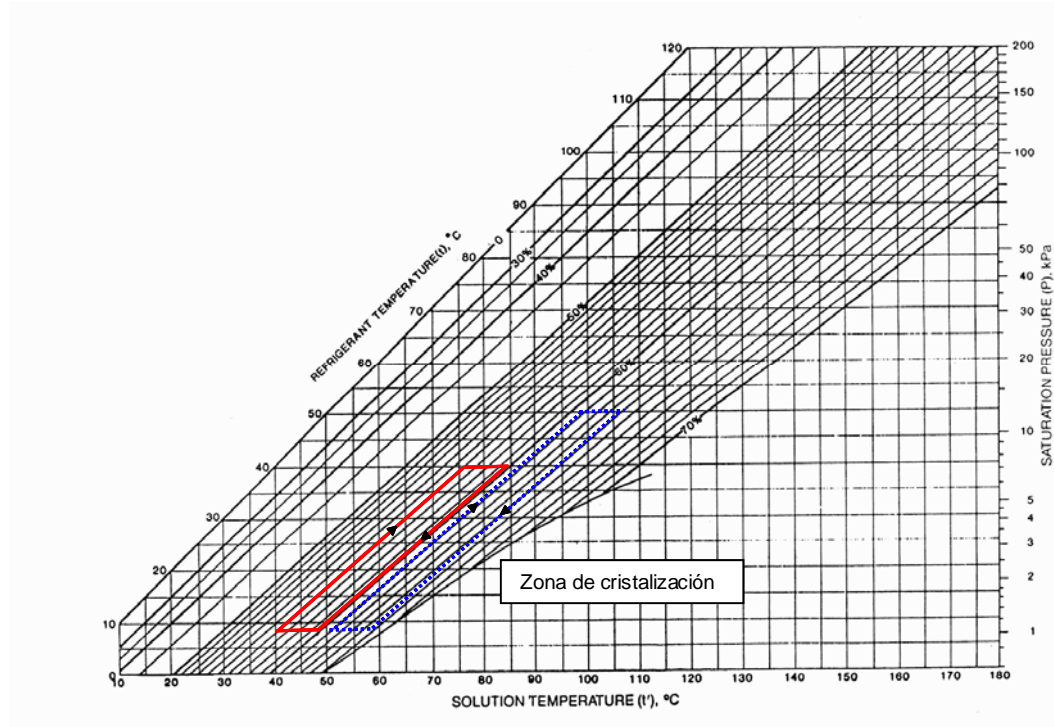


Figura 3.1. Comparación entre el ciclo de trabajo de una máquina de simple efecto condensada por agua (color rojo) y una condensada por aire (color azul).

Por su parte, el sistema condensado por agua opera con temperaturas máximas de condensación del orden de los 40°C, mientras que el sistema condensado por aire puede trabajar con temperaturas que alcanzan los 55°C, o incluso superarlos.

Como la temperatura de bulbo húmedo es siempre inferior a la de bulbo seco, excepto cuando la humedad relativa de la atmósfera es 100% (caso éste en el que coinciden), el sistema que condensa por aire tiene unas temperaturas de absorción y condensación mayores. Este aspecto influirá negativamente sobre su eficiencia energética y en su capacidad de producir frío en el evaporador, cuando las condiciones del ambiente sean extremas, ya que la disolución verá incrementada su temperatura, lo cual reduce su capacidad para absorber vapor refrigerante. Si el refrigerante no se absorbe provoca un aumento de la presión en el absorbedor y esto repercute en que la temperatura de evaporación aumente. Todo ello conduce a una disminución de la capacidad y la eficiencia de la máquina. Una ventaja que aporta la condensación por aire es que la ausencia de la torre de refrigeración reduce el coste de inversión de la máquina entre un 25-30% (Oliva et al., 2000).

Por el contrario, el coeficiente de transferencia de calor del aire es sensiblemente inferior al del agua. Esto implica que para extraer la misma cantidad de calor sea necesaria más área de transferencia, lo que se traduce en un mayor tamaño de la máquina. Según Zogg et al. (2005) el volumen de la máquina de absorción condensada por aire es mayor que la condensada por agua incluyendo la torre de refrigeración; si bien, Tongu et al. (1993) afirman que el área para la instalación de la máquina condensada por aire se reduce al carecer de la torre.

Según Bourouis et al (2005), para desarrollar esta tecnología es necesario solventar dos tipos de problemas:

- Encontrar nuevas mezclas salinas con un rango más amplio de solubilidad que la de LiBr/agua, o
- Desarrollar absorbedores que permitan simultáneamente un proceso de absorción adecuado y una evacuación del calor efectiva.

Asimismo al condensar por aire y necesitar mayor temperatura en el generador se aprovecha menos el calor disponible, a no ser que se mejore la transferencia de calor en el generador (Zogg et al., 2005).

En este apartado se abordan las investigaciones existentes en la literatura, en el ámbito de las máquinas de absorción condensadas por aire y, además, se ofrece una visión de la realidad de las máquinas de absorción de pequeña potencia a nivel comercial.

3.2.2 Simple efecto

Los prototipos de absorción de LiBr/agua condensados por aire comenzaron a ser analizados, diseñados y contruidos desde mediados de los años 70, primeramente en Japón, y después en EE.UU. y Europa. Sin embargo, todavía hoy, no se ha conseguido fabricar un prototipo que pueda ser competitivo en el mercado con las máquinas de compresión mecánica.

Izquierdo et al. (2000) expusieron teóricamente que las máquinas de absorción de simple efecto condensadas por aire no son técnicamente viables cuando funcionan con temperaturas de absorción de entre 45-50°C. Sin embargo defienden como

técnicamente factible el desarrollo de las máquinas de absorción condensadas por aire de doble efecto, detallando las temperaturas y presiones de absorción y desorción.

Medrano et al. (2002) analizan el rendimiento de un absorbedor de película refrigerado por agua y otro simulando condiciones de refrigeración mediante aire. Se concluye que en este último caso la disminución de refrigerante absorbido por la disolución es importante, y que para aumentar la capacidad de refrigeración de la máquina será necesario aumentar la concentración de la disolución. De este modo aún siendo refrigeración por aire, el absorbente tendrá mayor capacidad de aprehender el refrigerante a temperaturas más elevadas que con la refrigeración con agua. Y aquí aparece de nuevo el problema de la cristalización, ya que no es aconsejable superar límites de concentración superiores al 64-65% de concentración salina.

Bourouis et al. (2005) abordan este problema mediante la investigación en nuevas mezclas salinas, que presenten una mayor solubilidad que la mezcla de LiBr/agua. De este modo, realizan un estudio experimental con la mezcla (LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl)/agua, propuesta originariamente por Okano et al. (1994), concluyendo que la mayor solubilidad de esta mezcla salina posibilita trabajar al absorbedor a mayores concentraciones, que eran inviables con la mezcla convencional de LiBr/agua.

Por su parte, Yoon y Kwon (1999) presentan otra mezcla diferente. En este caso, el par absorbente refrigerante es LiBr+HO(CH₂)₃OH/agua. Mediante modelado y simulación del proceso de absorción refrigerado por aire concluyen que este nuevo fluido puede desplazar el límite de cristalización un 8% respecto al límite de la mezcla convencional de LiBr/agua. Además, afirman, que con esta disolución se consigue una mejora del COP de hasta el 3% respecto a la convencional de LiBr/agua.

Existen en la literatura más autores que han seguido esta línea de buscar un nuevo par absorbente/refrigerante que permita el desarrollo de la absorción refrigerada por aire. Cabe citar los trabajos en este sentido de Yoon et al. (2001) y Kulankara (1999).

Lorton et al. (1999) desarrollaron un ingenioso sistema de *absorción rotativa*, el cual se sirve de fuerzas rotacionales para incentivar la transferencia de calor y de masa, así como el bombeo de la disolución. Esta tecnología ha sido transferida a la empresa

española Rotartica, que la ha implantado en el mercado mediante un modelo de simple efecto de 4,5 kW (figura 3.2).

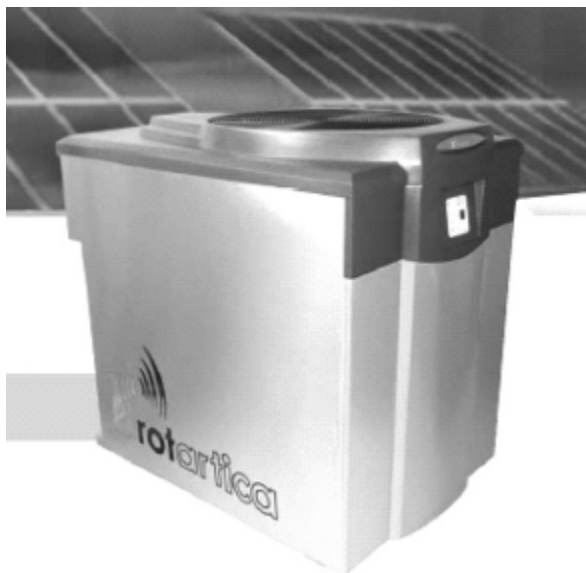


Figura 3.2. Rotartica 045V de 4,5 kW.

Castro et al. (2002) llegaron a construir un prototipo de máquina de absorción de simple efecto refrigerada por aire, diseñado para producir una potencia frigorífica de 3 kW. Sin embargo, se encontraron con discrepancias importantes entre sus cálculos de diseño y la respuesta experimental real, tanto en su capacidad enfriadora como en su COP. La justificación que dan los autores a esta importante discrepancia entre la respuesta teórica y la experimental, reside en la pobre eficiencia del absorbedor, generador y condensador. Todos estos intercambiadores son de carcasa y tubos y, según afirman estos autores, los diferentes fluidos que intervienen en la transferencia de calor no son capaces de “mojar” completamente los tubos. Y de ahí se deriva el bajo rendimiento de los mismos.

El modelado del funcionamiento de una máquina de absorción condensada por aire es llevado a cabo por Liao et al. (2004). Posteriormente verifican su desarrollo teórico en una máquina condensada por agua pero simulando condiciones de condensación por aire como anteriormente llevaron a cabo Medrano et al. (2002). Llegan a la conclusión de que el concepto de absorción condensada por aire es factible mientras no sea necesario que la temperatura del agua a enfriar en el evaporador sea demasiado baja

(entre 9 y 9,5°C). En su tesis doctoral, Liao (2004) propone una aplicación para máquinas de absorción de simple efecto condensadas por aire integradas en sistemas CHP (Cooling, Heating and Power) con temperaturas en el evaporador de al menos 9°C. De este modo se evita el riesgo de cristalización y se les da una aplicación.

Es importante citar la aportación que realizó Ryan (1995) con el desarrollo de sprays en el proceso de absorción. Esta mejora en la capacidad de absorción contribuye positivamente al desarrollo de la absorción condensada por aire. Esto sería aprovechado en posteriores trabajos con absorbentes con sprays como el de Venegas et al. (2005).

Liao y Radermacher (2007) han publicado un estudio con 6 posibles causas de cristalización de la disolución en máquinas de LiBr/H₂O condensadas por aire. Además de aportar sus respectivas soluciones proponen un sistema novedoso de aprovechamiento de las máquinas condensadas por aire combinadas con métodos de refrigeración convencionales.

➤ **Absorción solar**

Un aparte especial conviene hacer para exponer el desarrollo que están experimentando las máquinas de absorción funcionando con energía solar y su importancia de cara al futuro. El uso de la energía solar como fuente de energía primaria para abastecer equipos de aire acondicionado es previsible que adopte a medio plazo un papel destacado, ya que emplea energía limpia e inagotable, con un impacto ambiental mínimo. En la actualidad, el grado de implantación de equipos de aire acondicionado, activados mediante energía solar, es muy escaso, incluso en zonas muy favorables para su desarrollo. Los factores limitantes a esta implantación vienen determinados principalmente por la viabilidad económica y la falta de experiencia operativa en aplicaciones reales (Bourouis et al., 2005). Por el momento, no existe un sistema competitivo económicamente que pueda tener una amplia presencia en el mercado, a pesar de la fuerte demanda existente (Ziegler, 2002).

Izquierdo et al. (1994) simulaban teóricamente el comportamiento de una instalación de frío solar en Madrid. Sus conclusiones señalaban que, para días claros y con temperaturas de hasta 32°C, la instalación es capaz de cubrir el 100% de la demanda. Sin embargo, para días muy calurosos de verano, la cobertura se reduce a menos del

50%. Además, en días nublados, la instalación de frío solar no es capaz de cubrir la demanda, por lo que se hace necesaria el empleo de una instalación auxiliar.

Syed et al. (2005) publicaron los resultados experimentales de una instalación de frío solar con una máquina de absorción Yazaki de 35 kW. Entre sus conclusiones apuntan que esta tecnología funciona mejor en climas secos y cálidos con grandes variaciones en la temperatura de bulbo seco y humedad relativa.

Asimismo Izquierdo et al. (2002) analizaron el funcionamiento de ciclos de absorción de simple y doble efecto cuya fuente de calor era la energía solar. Entre sus conclusiones cabe destacar:

- Los ciclos de simple efecto condensados por aire para temperaturas cercanas a los 40°C operaban muy cerca del límite de cristalización y la concentración en el generador sólo podría incrementarse un 3%.
- Los ciclos de doble efecto condensador por aire con temperaturas finales de absorción de 50°C necesitan una temperatura del fluido térmico de cerca de 190°C por lo cual en estos casos sólo podrían funcionar con colectores cilíndrico-parabólicos.

También se están desarrollando sistemas híbridos solar/gas para aplicaciones en climatización, con el fin de conseguir un aumento de la eficiencia energética y una disminución de los costes (Pinazo et al., 2000; Edeara y Kojima, 2002; Figueredo et al., 2003).

3.2.3 Efecto Mitad

Izquierdo et al. (2004) realizaron un estudio sobre las máquinas de absorción de simple y doble etapa (figura 3.3) de LiBr/agua accionadas mediante energía solar de baja temperatura. Sus conclusiones eran positivas para las de doble etapa, pero no así para las de simple etapa, donde el peligro de cristalización en su funcionamiento se hacía patente.

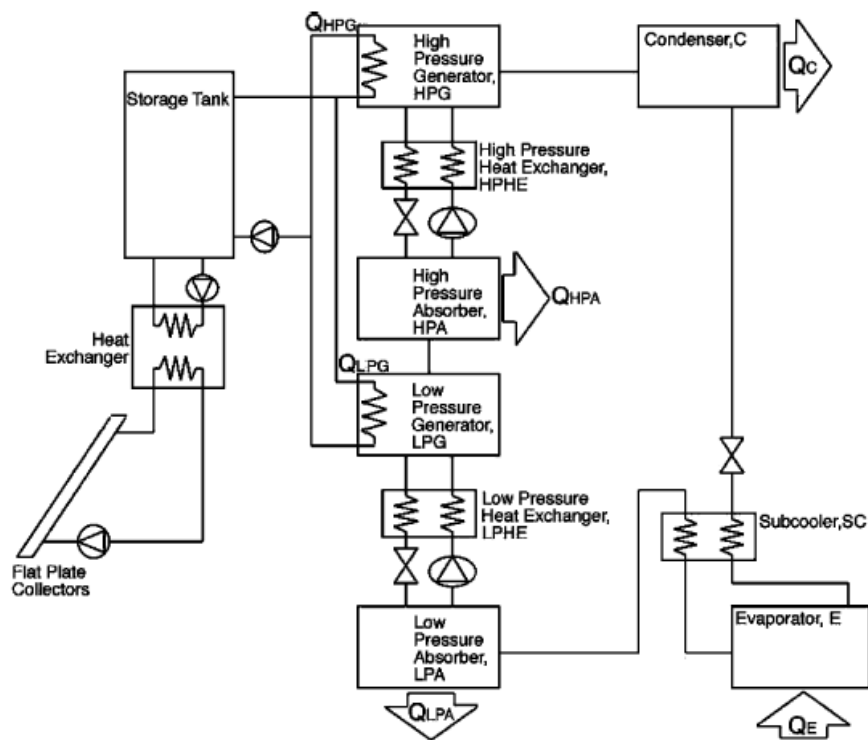


Figura 3.3. Esquema de una máquina de absorción de LiBr/agua de doble etapa accionada por energía solar (Izquierdo et al., 2004).

Por su parte, Kim e Infante Ferreira (2005), han desarrollado un prototipo de máquina de absorción de efecto mitad de LiBr/agua condensado por aire funcionando mediante energía solar. Los autores afirman que este tipo de máquinas son una solución competitiva en comparación con las máquinas de simple efecto de LiBr/agua condensadas por agua. Aún así, confiesan que todavía no se ha alcanzado en estos prototipos la eficiencia deseada, y que habrá que seguir con las investigaciones en este campo. Asimismo afirman que el uso de ciclos de efecto mitad en instalaciones de frío solar es una buena opción ya que estos ciclos operan con temperaturas de funcionamiento relativamente bajas ($65\text{--}70^\circ\text{C}$).

3.2.4 Doble efecto

De Vuono et al. (1992) desarrollaron con el Gas Research Institute un prototipo de máquina de absorción de LiBr/agua, condensada por aire, para funcionamiento como máquina frigorífica y bomba de calor con uso residencial. Consiguieron un COP de 0,95 trabajando como máquina frigorífica y 0,85 como bomba de calor.

La viabilidad de las máquinas de absorción de doble efecto condensadas por aire es estudiada también por Lee et al. (2000). Para ello se sirven de la mezcla propuesta por Okano et al. (1994), $(\text{LiBr}+\text{LiI}+\text{LiNO}_3+\text{LiCl})/\text{H}_2\text{O}$, para concluir que el funcionamiento de una máquina de absorción de LiBr/agua condensada por aire no es fiable, por la proximidad de su ciclo de trabajo al límite de cristalización. Por otro lado, se afirma que la mezcla propuesta por Okano et al. (1994) presenta un límite de cristalización más amplio (figura 3.4), un COP adecuado y una capacidad de refrigeración suficiente.

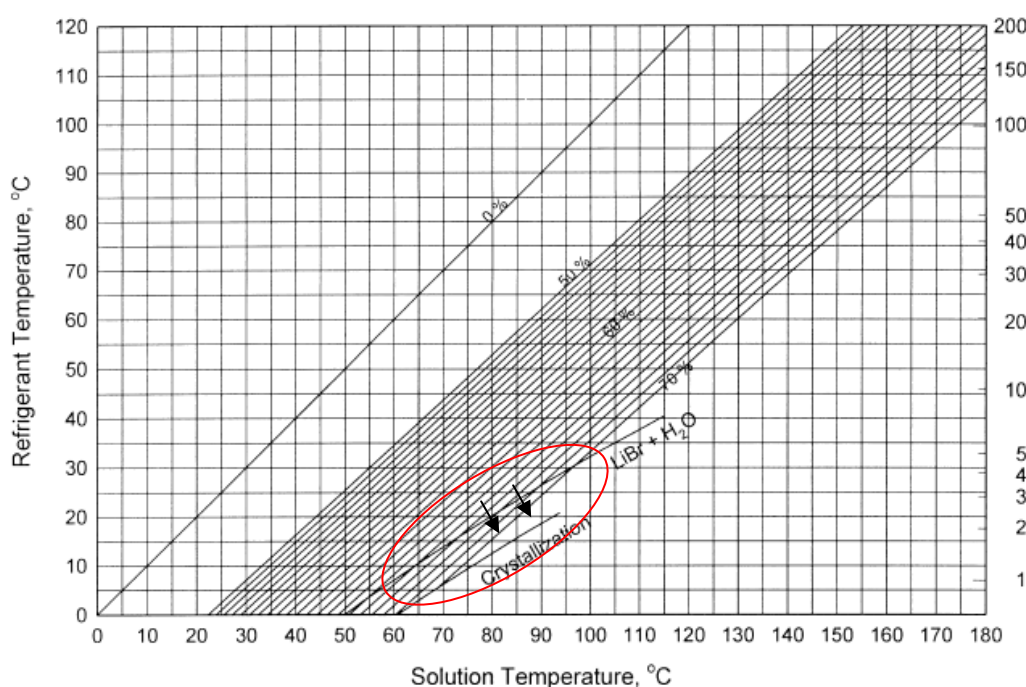


Figura 3.4. Desplazamiento del límite de cristalización utilizando la mezcla $(\text{LiBr}+\text{LiI}+\text{LiNO}_3+\text{LiCl})/\text{H}_2\text{O}$ según Lee et.al (2000).

Por su parte, Wang et al. (2007) han analizado el funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ condensada por aire de 16 kW, presentando una metodología para simular termodinámicamente el comportamiento del sistema. Entre sus conclusiones destaca la importancia de la distribución de la disolución entre el generador de alta y baja temperatura y su influencia en el COP.

3.3 Las máquinas de absorción de pequeña potencia condensadas por aire en el mercado

La mayor parte de los fabricantes de máquinas de absorción de LiBr se encuentran en Asia, concretamente en China y Japón. Por otro lado, los esfuerzos por desarrollar la tecnología de absorción condensada por aire están teniendo lugar en EE.UU., Europa y Japón. En la actualidad sólo hay dos empresas que estén comercializando máquinas de absorción de LiBr/agua condensadas por aire: Yazaki y Rotartica.

➤ **Máquina de absorción *Yazaki* de doble efecto de LiBr/H₂O de 28 kW condensada por aire**

Yazaki lanzó al mercado a principios de los '90 la *Yazaki ACH-8*, una máquina de absorción de LiBr/agua de doble efecto condensada por aire, accionada mediante gas natural. La potencia de este modelo es de 28 kW, con un COP de 0,85 a una temperatura ambiente de 35°C. Desafortunadamente, el tamaño de la máquina es considerable (4,4 m³), debido al tamaño de los intercambiadores de calor, y sus ventas en el mercado han sido discretas. En el año 2000 Yazaki patentó una nueva disolución para trabajar en esta máquina: LiBr/LiCl/LiNO₃/agua (Yazaki, 2000). A día de hoy este nuevo modelo todavía no ha visto la luz.

➤ **Máquina de absorción *Rotartica* de simple efecto de LiBr/H₂O de 4,5 kW condensada por aire**

Por otro lado, **Rotartica** ha lanzado al mercado una máquina de LiBr/agua de simple efecto de 4,5 kW de potencia nominal de frío (figura 3.2), diseñada para funcionar con energía solar y con un sistema de condensación por aire denominado *recooling*. Este sistema consiste en un intercambiador de calor interno (un serpentín aleteado) por el que circula agua. El calor de absorción y de condensación se transfieren al agua, y desde el agua al aire impulsado por un ventilador. Esta máquina emplea en su funcionamiento el sistema denominado "*absorción rotativa*". Dicho sistema consiste en mejorar la eficiencia en la absorción gracias a la rotación de un tambor donde se encuentran inmersos el absorbedor, el generador, el evaporador y el condensador. En su funcionamiento no ha presentado problemas de cristalización, pero su COP, según Izquierdo et al. (2007), es sensiblemente bajo (0,43 a una temperatura ambiente de 35°C), y su capacidad de refrigeración a temperaturas altas, muy limitada

(figura 3.5).

La fuente de energía es agua caliente a una temperatura nominal de entrada de 90°C exigiendo una potencia en el generador de 6,7 kW. El agua de enfriamiento sale del evaporador a una temperatura entre 12°C y 22°C (para temperaturas exteriores entre 30 y 40 °C) y se hace circular a través de un fancoil para enfriar el aire del edificio. La máquina deja de producir frío cuando la temperatura de entrada de agua caliente no está dentro del rango 80°C-105°C o bien cuando los caudales de agua de alguno de los tres circuitos no son los adecuados.

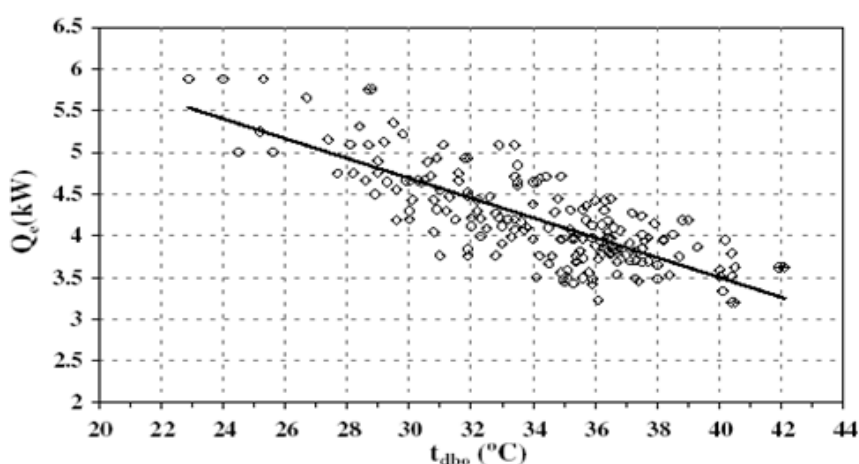


Figura 3.5. Potencia frigorífica de la Rotartica en función de la temperatura de bulbo seco exterior (Izquierdo et al., 2007).

➤ **Máquina de absorción Robur tipo GAX de NH₃/H₂O de 15 kW condensada por aire**

Se debe citar también a la empresa **Robur** y su comercialización de una máquina de absorción tipo GAX (ver figura 2.2) (Generator Absorber eXchanger) condensada por aire y de baja potencia (15 kW), si bien en este caso, se trata de una máquina de NH₃/H₂O (figura 3.6).



Figura 3.6. Máquina de absorción Robur de NH_3 /agua de 15 kW condensada por aire.

La máquina Robur es accionada mediante combustibles fósiles y su volumen (0,9 x 1,3 x 1,2) es competitivo con referencia a las de compresión mecánica. Su COP es de 0,7 para una temperatura ambiente de 35°C.

Como colofón a este apartado se muestran dos tablas significativas (Zogg et al., 2005). La primera de ellas (tabla 3.3) muestra los esfuerzos que se han realizado en el intento de desarrollar máquinas de absorción de LiBr condensadas por aire, tanto desde el punto de vista de las empresas de aire acondicionado como de los propios centros de investigación.

Tabla 3.3. Esfuerzos realizados en el desarrollo de máquinas de absorción de LiBr/H₂O condensadas por aire.

Entidad responsable	Fuente de calor	Potencia (kW)	Nº de efectos	T _{máx. exterior} ensayada	COP
Carrier (Biermann y Reimann, 1984)	Solar	35	simple	No disponible	0,71 a 0,75
Tokio gas (Kurosawa et al., 1988)	Llama directa	15	doble	35	0,93
GRI/Batelle (De Vuono et al., 1992)	Llama directa	10	doble	43	1,09
Yazaki-prototipo (Tongu et al., 1993)	Llama directa	4.5	doble	46	0,8
Universidad Politécnica de Cataluña (Castro et al., 2002)	Agua caliente	6.7	simple	32	0,32 a 0,47
Rotartica (Lorton et al., 1999)	Solar	4.5	simple	35	0,5
TU Delft (Kim e Infante Ferreira, 2005)	Solar	10	mitad	No ensayado aún	-
Yazaki (ACH-8)	Llama directa	28	doble	42.5	0,85

Para concluir el estado del arte se muestra (tabla 3.4) un resumen con las principales máquinas de absorción de baja potencia que operan en el mercado, tanto condensadas por aire como por agua.

3.3 Las máquinas absorción de pequeña potencia condensadas por aire en el mercado

Tabla 3.4. Modelos de máquinas de absorción de baja potencia presentes en el mercado. 1. Simple efecto; 2. Doble efecto; 3. Generator Absorber Exchange (Kim e Infante Ferreira, 2005).

Fabricante	País	Potencia (kW)	Fluido condensante	Tipo	Par absorbente-refrigerante	Fuente de calor (°C)	COP
Yazaki	Japón	35	Agua	SE1	LiBr/H ₂ O	Agua (87)	0,71
EAW	Alemania	15	Agua	SE	LiBr/H ₂ O	Agua (85)	0,7
ClimateWell AB	Suecia	10	Agua	SE	LiCl/H ₂ O	Agua (90)	0,7
Rotartica	España	4,5	Aire	SE	LiBr/H ₂ O	Agua (90)	0,5
Rinnai/Oska gas	Japón	6,7	Agua	DE2	LiBr/H ₂ O	Gas	1,2
Broad	China	16	Agua	DE	LiBr/H ₂ O	Gas	1,2
Robur	Italia	15	Aire	GAX3	NH ₃ /H ₂ O	Gas	0,7

Capítulo 4

4 LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE LiBr/H₂O DE DOBLE EFECTO CONDENSADA POR AGUA

En este capítulo se lleva a cabo la modelización de una máquina de absorción de doble efecto condensada por agua. En primer lugar, se ha creado un programa que maximiza el COP de la máquina en función del incremento de la concentración de la disolución a su paso por los dos generadores. A continuación, en función de los incrementos de concentración, y junto con los balances de masa y energía se construye otro programa que, mediante métodos iterativos, simula su funcionamiento durante la temporada de refrigeración. De este período se seleccionaron tres días representativos: uno templado, uno caluroso y otro muy caluroso. Este programa proporciona los valores de las variables de operación de la máquina para lograr un funcionamiento lo más cercano al óptimo posible. La simulación se ha efectuado para cubrir las necesidades de frío de un espacio con una carga térmica de 12,4 kW (día muy caluroso), 10 kW (Día caluroso) y 6,4 kW (día templado).

4.1 Modelización

Las máquinas de absorción de doble efecto se han desarrollado con el objetivo de aumentar la eficiencia del ciclo respecto a la que proporcionan las de simple efecto. Se diferencian de éstas, desde el punto de vista estructural, principalmente por la presencia de *dos generadores* de vapor refrigerante, en lugar de uno solo. Esta configuración permite una mayor producción de refrigerante que se traduce en una mejora en la eficiencia de la máquina. Para lograr dicho propósito, el calor suministrado al ciclo necesita un nivel térmico mayor que en las de simple efecto. Gracias a este nivel térmico superior, el vapor refrigerante producido en el primer generador (denominado de *alta temperatura*) será capaz de provocar la ebullición del refrigerante contenido en la disolución que circula por el segundo generador (denominado de *baja temperatura*). Por ello, mientras en las de simple efecto es suficiente una fuente térmica a 70-90°C, en las de doble efecto la fuente térmica puede alcanzar, e incluso superar, los 150°C (Henning, 2007).

Se ha elegido un esquema de máquina de absorción de doble efecto con flujo paralelo (figura 4.1), ya que esta distribución disminuye las caídas de presión y mejora el proceso de separación del vapor refrigerante (Arun et al., 2001), además de conseguir un COP superior a la distribución serie (ver apartado 2.5.1).

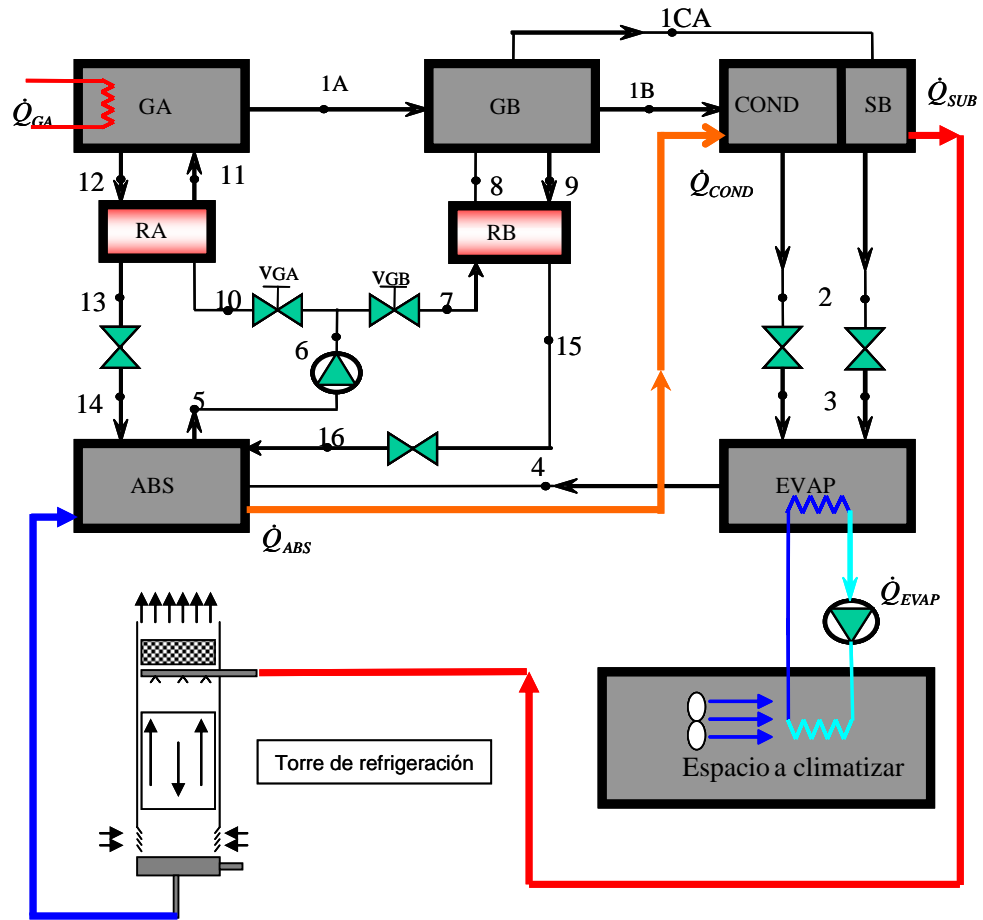


Figura 4.1. Esquema del prototipo de la máquina de absorción de LiBr de doble efecto refrigerada por agua.

En este esquema la distribución de la disolución hacia los dos generadores es *en paralelo*, a través de dos válvulas (V_{GA} y V_{GB}). La válvula que distribuye la disolución hacia el generador de baja temperatura tiene una doble función: además de regular el caudal de disolución, provoca una caída de presión imprescindible para que la disolución pueda hervir a menor temperatura que en el caso del generador de alta temperatura.

Con el propósito de simplificar el modelizado se han asumido las siguientes hipótesis:

- 1) El refrigerante que condensa en el generador de baja temperatura lo hace en estado de líquido saturado.
- 2) El refrigerante vapor producido en el generador de baja temperatura sale del condensador en estado de líquido saturado.
- 3) El refrigerante a la salida del evaporador se encuentra en estado de vapor

saturado.

La caída de presión en los conductos y tuberías es considerada despreciable.

Se considera que no existen pérdidas de calor al ambiente de los distintos componentes de la máquina (componentes adiabáticos).

A continuación se efectúan los balances de masa y energía de la máquina (representada en la figura 4.1) en base a dos criterios: los fluidos interiores y los fluidos exteriores.

4.1.1 Fluidos interiores

Las ecuaciones a resolver, desde el punto de vista de los fluidos interiores (disolución y refrigerante), para cada uno de los componentes, se basan en los principios de conservación de la masa y la energía.

➤ Generador de alta temperatura (GA)

Este generador recibe la energía en forma de calor procedente de combustibles fósiles, calores residuales, aceite térmico o incluso energía solar de alta temperatura, que provoca la ebullición de la disolución de LiBr/H₂O.

Según Jurng Jongsoo et al. (1995), el esfuerzo por reducir el tamaño del generador, jugará un importante papel en el desarrollo de este nuevo tipo de máquinas de absorción.

Un balance de energía y de masa en este generador permite encontrar las siguientes relaciones,

$$\dot{Q}_{GA} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{r1A}h_{1A} - \dot{m}_{12}h_{12} - \overset{0}{\cancel{\dot{Q}_{pGA}}} = 0 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{r1A} + \dot{m}_{12} \quad (4.2)$$

$$X_{12}\dot{m}_{12} = X_{11}\dot{m}_{11} \quad (4.3)$$

Operando con las ecuaciones (4.2) y (4.3) obtenemos la relación entre la masa de disolución bombeada al generador y la masa de refrigerante separado por ebullición,

$$\frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_{r1A}} = \frac{X_{12}}{X_{12} - X_{11}} \quad (4.4)$$

De las ecuaciones anteriores obtenemos la expresión 4.5 que nos permite calcular la masa de refrigerante separado por ebullición en el GA:

$$\dot{m}_{r1A} = \frac{\dot{Q}_{GA}}{\left[\frac{X_{12}}{X_{12} - X_{11}} \cdot (h_{12} - h_{11}) + (h_{1A} - h_{12}) \right]} \quad (4.5)$$

➤ **Generador de baja temperatura (GB)**

En este componente, la fuente de calor es el vapor producido en el GA que cede su calor latente a la disolución y sale de éste como fluido condensado. Por esta razón el GB también funciona como *condensador*, lo que contribuye a disminuir la dimensión de este componente. Este vapor es capaz de llevar a ebullición la disolución, generando vapor refrigerante, que se suma al producido en el GA. Siguiendo los mismos pasos para el GB,

$$\dot{Q}_{GB} + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{r1B} h_{1B} - \dot{m}_9 h_9 - \overset{0}{\cancel{\dot{Q}_{pGB}}} = 0 \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{r1B} + \dot{m}_9 \quad (4.7)$$

$$X_9 \dot{m}_9 = X_8 \dot{m}_8 \quad (4.8)$$

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{r1B}} = \frac{X_9}{X_9 - X_8} \quad (4.9)$$

Del mismo modo que para el GA, se obtiene la expresión (4.10) que define el caudal de refrigerante separado en el GB:

$$\dot{m}_{r1B} = \frac{\dot{Q}_{GB}}{\left[\frac{X_9}{X_9 - X_8} \cdot (h_9 - h_8) + (h_{1B} - h_9) \right]} \quad (4.10)$$

Asimismo realizando un balance en el vapor que condensa en el GB,

$$\dot{Q}_{GB} = \dot{m}_{r1A} \cdot (h_{1A} - h_{1CA}) \quad (4.11)$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación 4.10 obtenemos,

$$\dot{m}_{r1B} = \frac{\dot{m}_{r1A} \cdot (h_{1A} - h_{1CA})}{\left[\frac{X_9}{X_9 - X_8} \cdot (h_9 - h_8) + (h_{1B} - h_9) \right]} \quad (4.12)$$

El refrigerante condensado en el GB a la temperatura t_{1CA} (ver figura 4.1), se dirige a un subenfriador de líquido donde es enfriado hasta la misma temperatura de condensación del refrigerante separado en el GB.

Mediante un balance de masa efectuado en la distribución de caudales a la salida de la bomba de disolución (figura 4.1) se determina el caudal de disolución que entra a los

generadores,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{11} \quad (4.13)$$

➤ Absorbedor (ABS)

El absorbedor modelizado en este caso es de tipo *falling film* como el que usan la mayor parte de las máquinas comerciales. Realizando un balance energético sobre él se obtiene,

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 - \dot{Q}_{pABS}^0 \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r1A} + \dot{m}_{r1B} \quad (4.15)$$

donde m_r es la masa total de refrigerante separado en el GA (\dot{m}_{r1A}) más el separado en el generador de baja temperatura (\dot{m}_{r1B}).

A través de un balance de masa realizado en el lado caliente del recuperador de alta y de baja temperatura se determina el caudal de disolución total que entra al absorbedor:

$$\text{Recuperador de alta temperatura} \longrightarrow \dot{m}_{14} = \dot{m}_{11} - \dot{m}_{r1A} \quad (4.16)$$

$$\text{Recuperador de baja temperatura} \longrightarrow \dot{m}_{16} = \dot{m}_8 - \dot{m}_{r1B} \quad (4.17)$$

Luego el caudal de disolución total que regresa al absorbedor será su suma.

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_8 - (\dot{m}_{r1A} + \dot{m}_{r1B}) \quad (4.18)$$

➤ Condensador (COND)

El condensador es el componente donde se produce el cambio de fase (de vapor a líquido) del refrigerante procedente del GB.

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{r1B}(h_{1B} - h_2) \quad (4.19)$$

Como una parte del calor de condensación es eliminado en el GB, tiene como consecuencia la reducción del peso y el tamaño del condensador.

➤ Subenfriador (SUB)

El refrigerante en estado líquido en condiciones de saturación procedente del GB (punto 1CA), es necesario enfriarlo hasta las condiciones de trabajo del evaporador. Esto se hace en un intercambiador de calor sensible, denominado *subenfriador*, independiente del condensador.

$$\dot{Q}_{SUB} = \dot{m}_{r1A}(h_{1CA} - h_2) \quad (4.20)$$

La suma del calor del condensación más el de subenfriamiento se ha nombrado como \dot{Q}_C .

➤ **Evaporador (EVAP)**

El evaporador es el componente en el cual el refrigerante líquido hierve como consecuencia de la baja presión y del calor que le transfiere el fluido (agua o aire), que actúa como refrigerante secundario y, que a su vez, se enfría.

El calor latente de vaporización (efecto útil de la máquina) se obtiene de la misma forma que en las máquinas de simple efecto,

$$\dot{Q}_{EVAP} = (\dot{m}_{r1A} + \dot{m}_{r1B}) \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.21)$$

Todo el refrigerante líquido procedente del condensador y del subenfriador absorbe la carga térmica de refrigeración, pasando a estado vapor.

➤ **Recuperador de alta temperatura (RA)**

El recuperador de alta temperatura es un intercambiador de calor situado entre el absorbedor y el GA, cuya misión es recuperar el calor procedente de la disolución concentrada a la salida del GA y precalentar la disolución diluida antes de entrar en el generador. La eficiencia de este intercambiador y la temperatura de la disolución concentrada a su salida vienen dadas por las expresiones¹ 4.22 y 4.23,

$$\xi_{RA} = \frac{t_{12} - t_{13}}{t_{12} - t_{10}} \quad (4.22)$$

Se ha adoptado una eficiencia del RA igual a 0,7.

Despejando,

$$t_{13} = t_{12} - \xi_{RA} (t_{12} - t_{10}) \quad (4.23)$$

El calor recuperado será,

$$\dot{Q}_{RA} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_{12} \cdot c_p (X_{GA}) \cdot (t_{12} - t_{13}) \quad (4.24)$$

Y también,

¹ Se considera despreciable la diferencia entre los calores específicos de las dos corrientes de disoluciones.

$$\dot{Q}_{RA} = \dot{m}_{11} \cdot c_p(X_{ABS}) \cdot (t_{11} - t_{10}) = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (4.25)$$

De donde la temperatura de la disolución diluida a la entrada del generador de alta temperatura es,

$$t_{11} = t_{10} + \frac{\dot{Q}_{RA}}{\dot{m}_{11} \cdot c_p(X_{ABS})} \quad (4.26)$$

Para calcular t_{11} y t_{13} es necesario obtener primero t_{12} y $t_6 = t_7 = t_{10}$.

➤ Recuperador de baja temperatura (RB)

Este recuperador ejerce la misma función que el recuperador de alta temperatura: precalentar la disolución antes de su llegada al GB y enfriar la disolución concentrada en su regreso al absorbedor.

Operando de igual forma se obtiene la eficiencia del recuperador de baja temperatura,

$$\xi_{RB} = \frac{t_9 - t_{15}}{t_9 - t_7} \quad (4.27)$$

Y despejando,

$$t_{15} = t_9 - \xi_{RB} (t_9 - t_7) \quad (4.28)$$

El calor recuperado en este componente desde el lado caliente será,

$$\dot{Q}_{RB} = \dot{m}_{16} \cdot c_p(X_{GB}) \cdot (t_9 - t_{15}) = \dot{m}_{16} \cdot (h_9 - h_{15}) \quad (4.29)$$

Y desde el lado frío,

$$\dot{Q}_{RB} = \dot{m}_7 \cdot c_p(X_{ABS}) \cdot (t_8 - t_6) = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_6) \quad (4.30)$$

De esta ecuación, se deduce la expresión que permite obtener la temperatura de la disolución a la salida del recuperador de baja temperatura,

$$t_8 = t_6 + \frac{\dot{Q}_{RB}}{\dot{m}_7 \cdot c_p(X_{ABS})} \quad (4.31)$$

➤ Coeficiente de operación (COP)

El coeficiente de operación para la máquina de doble efecto se ha definido en el

capítulo 2. La ecuación 2.25 representa el COP sin incluir el consumo eléctrico y la ecuación 2.26 incluyendo este consumo.

➤ **Válvulas de expansión**

Las válvulas de expansión provocan una caída de presión en el refrigerante líquido a la entrada al evaporador. Existen dos válvulas de expansión situadas a la salida del condensador y del subenfriador. A la salida de las dos válvulas de expansión se obtiene una mezcla bifásica de vapor y líquido refrigerante, en un proceso isoentálpico.

$$h_2 = h_3 \quad (4.32)$$

➤ **Válvulas de estrangulación**

Estas dos válvulas que conectan los recuperadores con el absorbedor producen a su vez una caída de presión en un proceso asimismo isoentálpico:

$$h_{13} = h_{14} \quad (4.33)$$

$$h_{15} = h_{16} \quad (4.34)$$

➤ **Potencia de la bomba de disolución**

La bomba de la disolución debe ser capaz de vencer las caídas de presión que se producen en cada uno de los componentes y mantener la presión en los generadores,

$$W_b = v \cdot (p_6 - p_5) \quad (4.35)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_5 \cdot W_b \quad (4.36)$$

4.1.2 Fluidos exteriores

A continuación se realiza una modelización de los componentes de la máquina desde el punto de vista de los *fluidos exteriores*:

➤ Generador de alta temperatura

El fluido, que en este caso, proporciona el calor al GA es aceite térmico:

$$\dot{Q}_{GA} = \dot{m}_{ac} \cdot c_p \cdot (T_{eac} - T_{sac}) \quad (4.37)$$

Despejando de esta ecuación se obtiene el caudal de aceite térmico,

$$\dot{m}_{ac} = \frac{\dot{Q}_{GA}}{c_p \cdot (T_{eac} - T_{sac})} \quad (4.38)$$

➤ Evaporador

El fluido refrigerante secundario (agua) que circula entre el local (fan-coil) y el evaporador se enfría al circular a través de este último componente,

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (T_{ear} - T_{sar}) \quad (4.39)$$

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{c_p \cdot (T_{ear} - T_{sar})} \quad (4.40)$$

El incremento de temperatura depende de las características específicas del intercambiador.

➤ Torre de refrigeración

La torre de refrigeración transfiere el calor de absorción y el calor de condensación a la atmósfera. El balance energético es el siguiente²,

$$\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND} + \dot{Q}_{SUB} = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (T_{eart} - T_{sart}) \quad (4.43)$$

T_{eart} : Temperatura de entrada del agua de refrigeración a la torre de enfriamiento.

T_{sart} : Temperatura de salida del agua de refrigeración de la torre de enfriamiento.

El caudal de agua necesario para refrigerar los tres componentes es:

² Se considera que el agua de refrigeración circula a través del absorbedor, el subenfriador y el condensador por este orden.

$$\dot{m}_{art} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND} + \dot{Q}_{SUB}}{c_p \cdot (T_{eart} - T_{sart})} \quad (4.44)$$

4.2 Optimización del COP

La variable seleccionada para optimizar el funcionamiento de la máquina que maximice el COP, ha sido el incremento de la concentración de la disolución a su paso por los dos generadores. Este proceso de optimización fue comenzado a estudiar por Muñoz (1998) y en este caso se completa y amplía introduciendo nuevas variables como son: la distribución de caudales, la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación.

Para calcular el incremento de concentración óptimo que haga máximo el COP se ha diseñado un programa que recoge las ecuaciones del funcionamiento de la máquina (ecs. 4.1 a 4.44) y que, operando con ellas, proporciona el incremento de concentración de la disolución óptimo para ambos generadores. Como hipótesis iniciales en el programa se han tomado:

- Los incrementos de concentración de la disolución en ambos generadores sean iguales.
- La temperatura de evaporación es igual a 5°C.

Por tanto, a partir de unos parámetros de funcionamiento (temperaturas de condensación y evaporación, carga térmica), y estableciendo una determinada distribución de caudales entre los dos generadores, la simulación ofrece la variación del COP de la máquina para distintos incrementos de concentración de la disolución (figura 4.2).

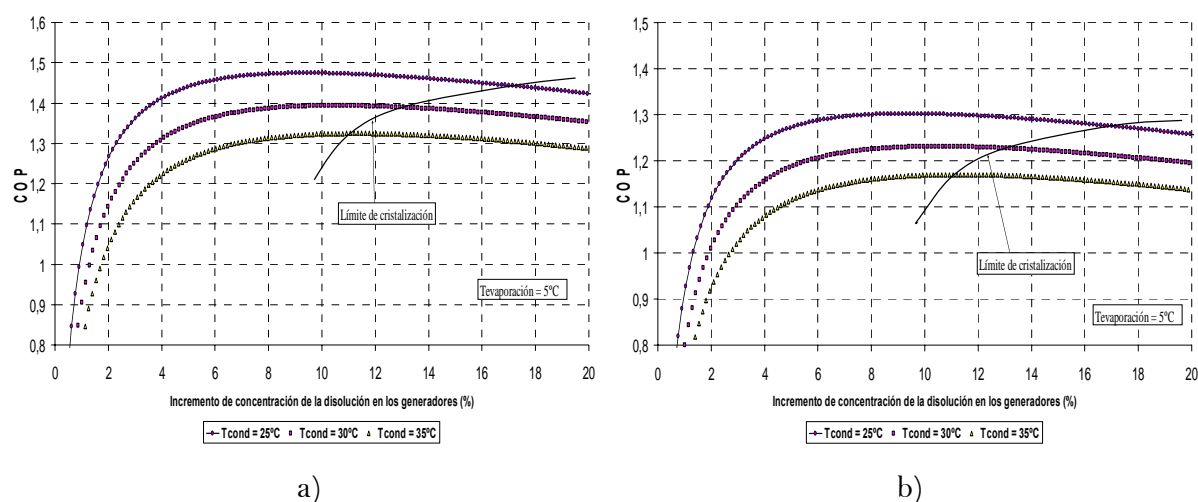


Figura 4.2. Evolución del COP para diferentes temperaturas de condensación en función del incremento de concentración de la disolución a su paso por los generadores, con dos distribuciones diferentes de caudales: a) $\dot{m}_{11} = 1,13\dot{m}_8$, b) $\dot{m}_{11} = 1,5\dot{m}_8$.

Se ha calculado el incremento de concentración de la disolución que optimiza el COP para una distribución de caudales entre los generadores muy variada. Dado que el incremento de concentración de la disolución en ambos generadores es igual y sabiendo que la mayor potencia calorífica la recibe el GA se deduce que el caudal que circula por el GA debe ser mayor que el que circula por el GB. Bajo esta premisa se han tomado como ejemplo (figura 4.2) dos distribuciones de caudales diferentes: $\dot{m}_{11} = 1,13\dot{m}_8$ y $\dot{m}_{11} = 1,5\dot{m}_8$. La primera corresponde a una producción de refrigerante en el GA del 53% del total generado; y la segunda del 60% del total. Los resultados obtenidos muestran que, siendo los COP distintos en función de la distribución de dichos caudales (figura 4.2 a y b), el incremento de concentración que optimiza dichos COP's es siempre muy similar. En la figura asimismo se recoge el límite de cristalización para la concentración de la disolución en el GB.

De los casos elegidos en la figura 4.2 a) y b) se deriva que el COP óptimo se consigue para un incremento de la concentración que varía desde aproximadamente el 9,5% (para $T_{cond} = 25^\circ\text{C}$) y el 11,2% ($T_{cond} = 35^\circ\text{C}$), independientemente de la distribución de caudales. No obstante también se comprueba que la diferencia en el COP obtenido entre concentrar un 10%, p.e., la disolución o hacerlo un 7% es sólo de un 0,02%. Incluso concentrar hasta el 5% podría considerarse aceptable ya que el COP disminuiría únicamente un 0,04 %.

Se ha decidido escoger de cara a la simulación un 7 % como incremento más idóneo por las siguientes razones:

- Por un lado la diferencia entre el COP cuando se incremente la disolución hasta un 10% y cuando lo hace hasta un 7 % es muy pequeña.
- El incrementar la disolución hasta un 7 % supone un ahorro energético, ya que el COP apenas disminuye y es posible utilizar una fuente de calor de más baja temperatura.

De hecho, se ha calculado que para una temperatura de condensación de 35°C si el incremento de la disolución en los generadores se fija en un 7% en vez de en un 10% se necesita una temperatura en el GA 20°C inferior, siendo la pérdida en COP de sólo un 0,02%. Además esta reducción permite trabajar siempre alejados de la zona de cristalización incluso cuando las temperaturas sean extremas.

Los siguientes diagramas de Dühring y de Merkel³ muestran el ciclo termodinámico de la máquina de doble efecto condensada por agua para incrementos de concentración de la disolución iguales al 7%. Por medio de ellos se pueden calcular los estados más relevantes del ciclo.

En el primero (figura 4.3) se muestra el ciclo que desarrollan la disolución y el refrigerante en función de la variación de presiones, temperaturas y concentraciones.

³ Estos diagramas se presentaron en el capítulo 2

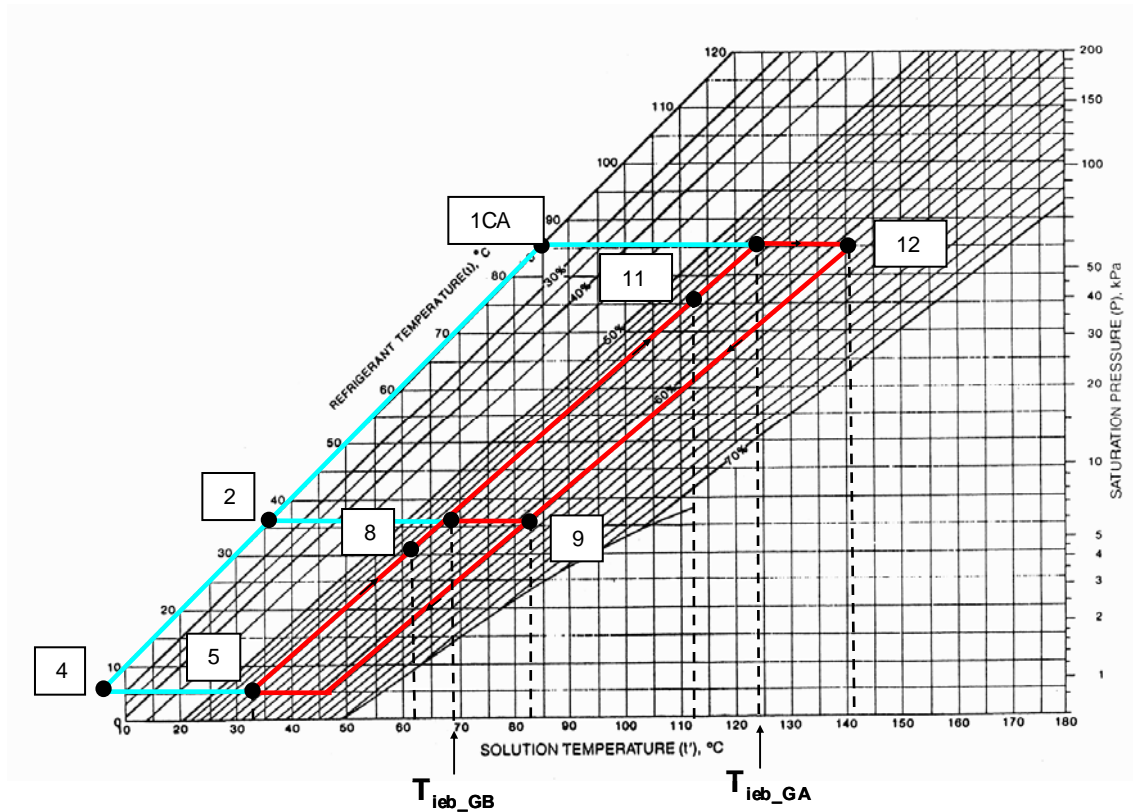


Figura 4.3. Diagrama de Dühring (P – T – X) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de doble efecto condensada por agua con incrementos iguales en la concentración de la disolución en los dos generadores.

En la figura 4.4 se presenta el diagrama de Merkel que ofrece una representación del ciclo en función de la entalpía, la temperatura y la concentración de la disolución. Es el diagrama utilizado para calcular las entalpías de los estados del ciclo de la disolución.

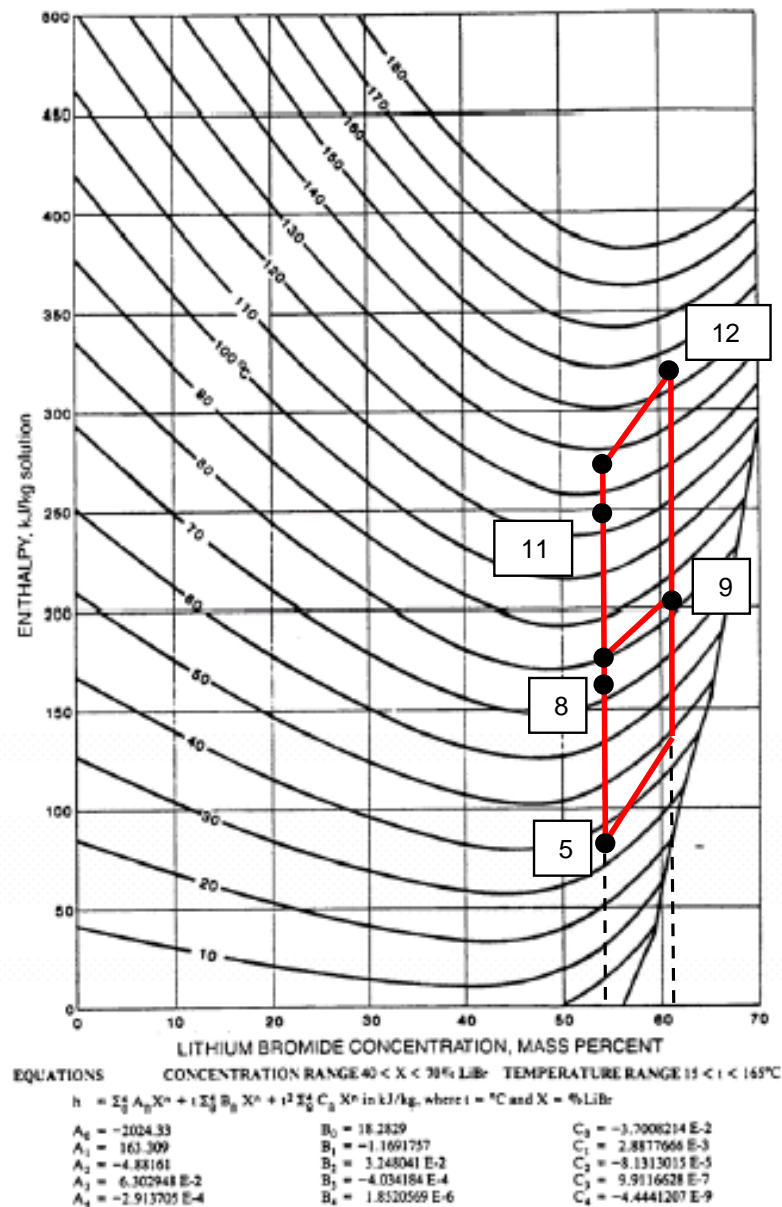


Figura 4.4. Diagrama de Merkel (h – T – X) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de doble efecto condensada por agua con incrementos iguales en la concentración de la disolución en los dos generadores.

4.3 Simulación

4.3.1 Introducción

Para poder llevar a cabo una simulación del funcionamiento de la máquina de doble efecto condensada por agua necesitamos confeccionar un programa que nos permita resolver simultáneamente las ecuaciones anteriormente modelizadas. La resolución numérica de las ecuaciones que gobiernan el sistema se aborda de manera que puedan obtenerse los resultados en función de unas determinadas variables de entrada. Esto es debido a que el funcionamiento de una máquina de absorción depende de las condiciones exteriores, las cuáles varían con el tiempo.

Las ecuaciones para calcular tanto las propiedades físicas como las propiedades termodinámicas, que forman parte de los diferentes balances de masa y energía modelizados, vienen recogidas en el Anexo II.

4.3.2 Resultados para tres días característicos

Una vez calculado el incremento óptimo de concentración de la disolución para los dos generadores se procede a realizar una simulación para tres días representativos de verano en la ciudad de Madrid: uno *templado* (con temperatura máxima por debajo de 30 °C), otro *caluroso* (con temperatura máxima entre 35 y 40 °C) y otro *muy caluroso* (con temperaturas mayores de 40°C). Estos días correspondieron a los días 20, 4 y 7 de agosto de 2005, respectivamente.

La simulación se ha llevado a cabo para cubrir la demanda térmica de un espacio determinado para los tres días elegidos. La carga térmica para un día templado de verano, el caluroso y el más caluroso será de 6,4, 10 y 12,4 kW, respectivamente. Esta carga térmica pertenece a un local de 120 m² con un $U \cdot A = 800 \text{ W/m}^2$. La máquina de absorción de doble efecto de LiBr/H₂O condensada por agua existente en el mercado que mejor se ajusta para cubrir esta carga térmica es la Broad BCT16 de 16 kW.

Partiendo de unas condiciones iniciales determinadas, correspondientes al primer dato registrado, concretamente a las 00:00 horas, en el fichero meteorológico del día de verano escogido, se ha desarrollado un programa en Mathcad 11.0 con las ecuaciones modelizadas anteriormente en el apartado 4.1 (ecs. 4.1 a 4.44). Este programa, haciendo uso de métodos iterativos, ha calculado los parámetros de la máquina en

función de los valores de temperatura ambiente exterior a lo largo de cada uno de los tres días, siendo el incremento de concentración de la disolución en el GA y GB del 7% (tabla 4.1).

Tabla 4.1 Hipótesis iniciales de la simulación

Día de verano	T evaporación (°C)	Eficiencia recuperadores (%)	ΔX_{GA} (%)	ΔX_{GB} (%)
Templado (Tmax =29,4°C)	5	70	7	7
Caluroso (Tmax =37,1°C)	5	70	7	7
Muy caluroso (Tmax =42,1°C)	5	70	7	7

Conocido el valor del incremento óptimo de concentración (se escogió 7% para los dos generadores) se ha introducido en este programa de simulación en el que se incluyan todas las variables ambientales y de funcionamiento, el cual ha proporcionado la distribución de caudales en los generadores que maximizan el COP.

Para poder simular el funcionamiento del sistema se dispone de datos meteorológicos reales tomados cada diez segundos durante todos los días del año, obtenidos en la estación meteorológica del Instituto Eduardo Torroja de Ciencias de la Construcción (CSIC) en Arganda del Rey (Madrid).

Se ha elegido como temperatura ambiente inicial la correspondiente al primer dato registrado, concretamente a las 00:00 horas, en el fichero meteorológico correspondiente al día de verano escogido. A partir de este primer dato se calculan las temperaturas, presiones y entalpías de los principales estados del ciclo para todos los datos meteorológicos registrados para los tres días de verano seleccionados.

En la tabla 4.2 se presentan las principales propiedades del ciclo para el instante más caluroso de cada día. Estas propiedades proceden de la implementación de las ecuaciones que definen los diagramas de Dühring y de Merkel en el programa de simulación.

Tabla 4.2. Propiedades termodinámicas del ciclo de doble efecto condensado por agua para las condiciones más calurosas de los tres días representativos de verano.

Día de verano	Templado (Tmax =29,4°C)	Caluroso (Tmax =37,1°C)	Muy caluroso (Tmax =42,7°C)
$X_{ABS}(\%)$	50,3	52,7	54,3
$X_{GA}(\%)$	57,3	59,7	61,3
$X_{GB}(\%)$	57,3	59,7	61,3
$P_{EVAP}(bar)$	0,009	0,009	0,009
$P_{COND} = P_{GB}(bar)$	0,039	0,050	0,059
$P_{GA}(bar)$	0,32	0,49	0,66
$t_{EVAP}(^{\circ}C)$	5	5	5
$t_{COND}(^{\circ}C)$	27,6	31,9	34,6
$t_5 = t_7(^{\circ}C)$	26,4	30,5	33,3
$t_8(^{\circ}C)$	51,3	59,3	65,1
$t_9(^{\circ}C)$	64,9	74,9	82,2
$t_{12}(^{\circ}C)$	113,6	130,9	143,7
$t_{ieb_GA}(^{\circ}C)$	99,2	115,1	126,7
$t_{ieb_GB}(^{\circ}C)$	51,8	60,8	67,4
$t_{1B}(^{\circ}C)$	58,4	67,9	74,8
$t_{15}(^{\circ}C)$	34,2	39,3	43,1
$t_{1A}(^{\circ}C)$	106,4	123	135,2
$t_{1CA}(^{\circ}C)$	69,9	79,9	87,2
$h_5(kJ / kg)$	52,9	66,6	77,5
$h_{12}(kJ / kg)$	250,4	290,4	319,3

$h_4(kJ / kg)$	2508	2508	2508
$h_9(kJ / kg)$	152,5	181,7	202,8
$h_{1A}(kJ / kg)$	2694	2728	2752
$h_{1B}(kJ / kg)$	2579	2601	2616
$h_{1CA}(kJ / kg)$	292,3	334,1	364,6
$h_2 = h_3(kJ / kg)$	115,3	133	145,9
$h_{15}(kJ / kg)$	90,8	112,7	128,9

Asimismo el programa de simulación proporciona la variación de los principales parámetros de funcionamiento: potencias, caudales, COP's, etc. para cada uno de los días representativos de verano en intervalos de 10 segundos. En la tabla 4.3 se explicitan los valores de estos parámetros para el momento más caluroso de cada uno de los tres días.

Tabla 4.3. Relación de potencias, caudales y COP's del ciclo de doble efecto condensado por agua para las condiciones más calurosas de los tres días representativos de verano.

Día de verano	Templado (T _{max} =29,4°C)	Caluroso (T _{max} =37,1°C)	Muy caluroso (T _{max} =42,7°C)
$\dot{Q}_{GA} (kW)$	4,5	7,3	9,6
$\dot{Q}_C (kW)$	3,3	5,1	6,5
$\dot{Q}_{ABS} (kW)$	7,6	12,1	15,5
$\dot{Q}_{EVAP} (kW)$	6,4	9,9	12,4
$\dot{Q}_{RA} (kW)$	1,5	2,7	3,8
$\dot{Q}_{RB} (kW)$	0,5	1	1,4
$\dot{m}_{11} (kg / s)$	0,012	0,020	0,025
$\dot{m}_8 (kg / s)$	0,01	0,016	0,021
$\dot{m}_5 (kg / s)$	0,022	0,036	0,046
$\dot{m}_{r1A} (kg / s)$	0,0014	0,0023	0,0029
$\dot{m}_{r1B} (kg / s)$	0,0012	0,0019	0,0024
$\dot{m}_r (kg / s)$	0,0026	0,0042	0,0053
$\dot{m}_{at} (kg / s)$	0,52	0,82	1,1
COP	1,5	1,4	1,3

Nótese que en esta simulación se ha optado por regular la variación de los caudales de disolución (ya que se han fijado los incrementos de concentración) así como el caudal del agua de torre (ya que se ha fijado el incremento de temperatura en el conjunto

absorbedor-subenfriador-condensador).

El COP de la máquina oscila entre 1,3 y 1,5. Esto significa que con una unidad de calor se producen 1,5, 1,4 y 1,3 unidades de frío a una temperatura de 5°C, para el día templado, caluroso y muy caluroso, respectivamente.

Por otra parte, de la tabla 4.2 se deduce que el calor de condensación es menos de la mitad del calor de absorción, como ya se razonó previamente, debido a que en los ciclos de doble efecto el GB ejerce, no sólo de generador, sino también de condensador. A continuación se muestran los parámetros simulados más representativos.

➤ Temperatura ambiente, de absorción y de condensación

En la figura 4.5a se muestra la temperatura ambiente exterior registrada en un día templado, uno caluroso y uno muy caluroso del año 2005, que alcanza unos valores máximos respectivos de 29,4, 37,1 y 42,7°C. A su lado se presenta la variación que para estos 3 días ha experimentado la temperatura de absorción de la máquina condensada por agua figura 4.5 b).

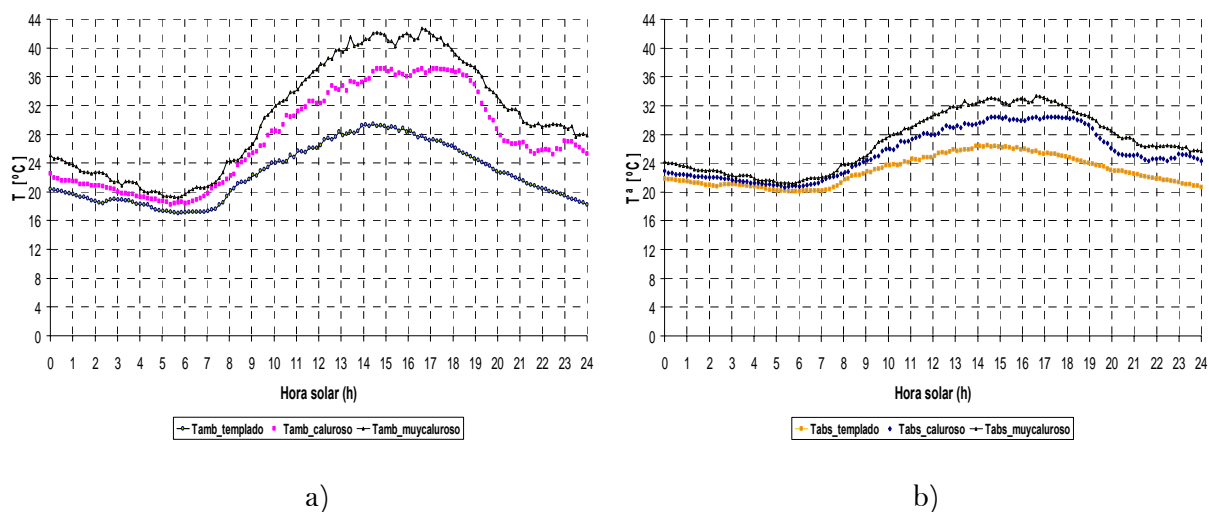


Figura 4.5. Evolución de la temperatura ambiente (a) y de absorción (b).

A continuación se presenta la temperatura de condensación para los tres días seleccionados.

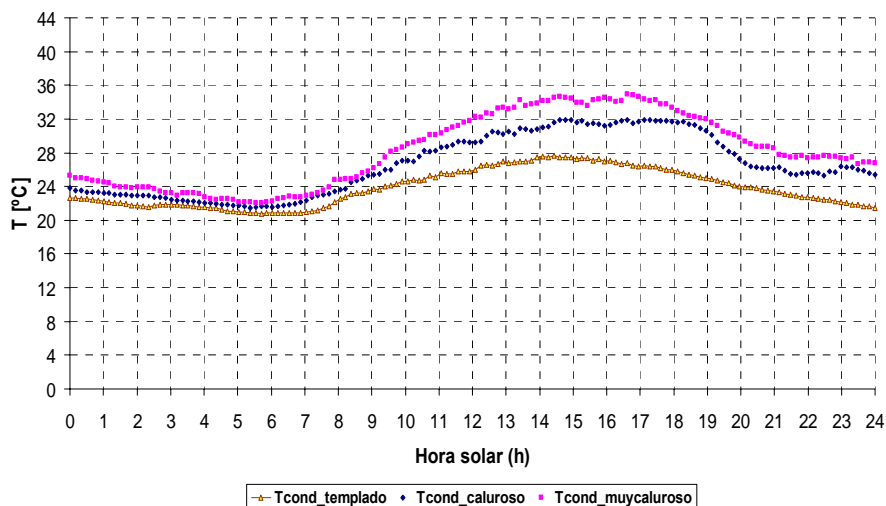


Figura 4.6. Evolución de la temperatura de condensación en una máquina de doble efecto condensada por agua.

➤ Potencias en el evaporador, generador, absorbedor y condensador

La potencia frigorífica desarrollada por la máquina (\dot{Q}_{EVAP}) en cada uno de los días de verano analizados presenta un máximo de aproximadamente 6,4, 10 y 12,4 kW, respectivamente; que representan asimismo la carga térmica del local a climatizar (figura 4.7a). A partir de este valor el programa se encuentra en disposición de obtener los parámetros del funcionamiento de la máquina: caudales; potencias; rendimiento, etc.

La potencia calorífica que debe aportarse al GA (\dot{Q}_{GA}) es función de la carga térmica que la máquina ha de absorber (ver figura 4.7b).

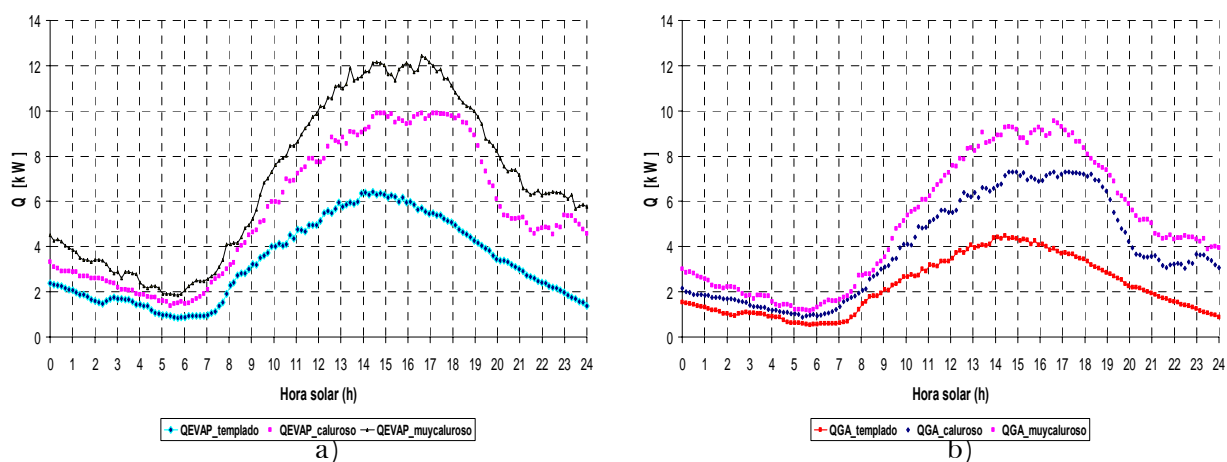


Figura 4.7. Evolución de la potencia frigorífica en el evaporador (a) y en el GA (b) en una máquina de doble efecto condensada por agua.

Las potencias caloríficas que son necesarias evacuar en el condensador (\dot{Q}_{COND}) y en el

absorbedor (\dot{Q}_{ABS}) son mostradas en la figura 4.8. Comparándolas, se aprecia claramente que la potencia en el condensador es muy inferior a la del absorbedor, en comparación con lo que ocurre en simple efecto.

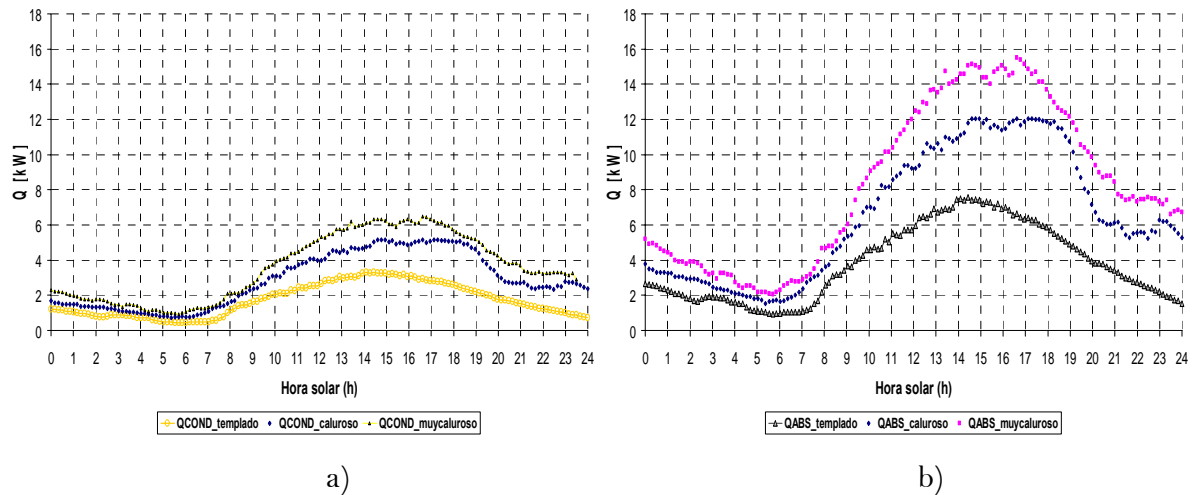


Figura 4.8. Evolución de la potencia en el condensador (a) y en el absorbedor (b).

➤ Temperatura inicial y final de ebullición en los dos generadores

La temperatura inicial de ebullición del refrigerante en el GB es función de tres variables: presión, temperatura de condensación y concentración de la disolución.

A su vez, la temperatura inicial de ebullición del refrigerante en el GA depende de la presión, de la temperatura a la salida del GB, así como de la concentración de la disolución.

Ambas temperaturas (figura 4.9) se ven incrementadas con el aumento de la temperatura ambiente exterior.

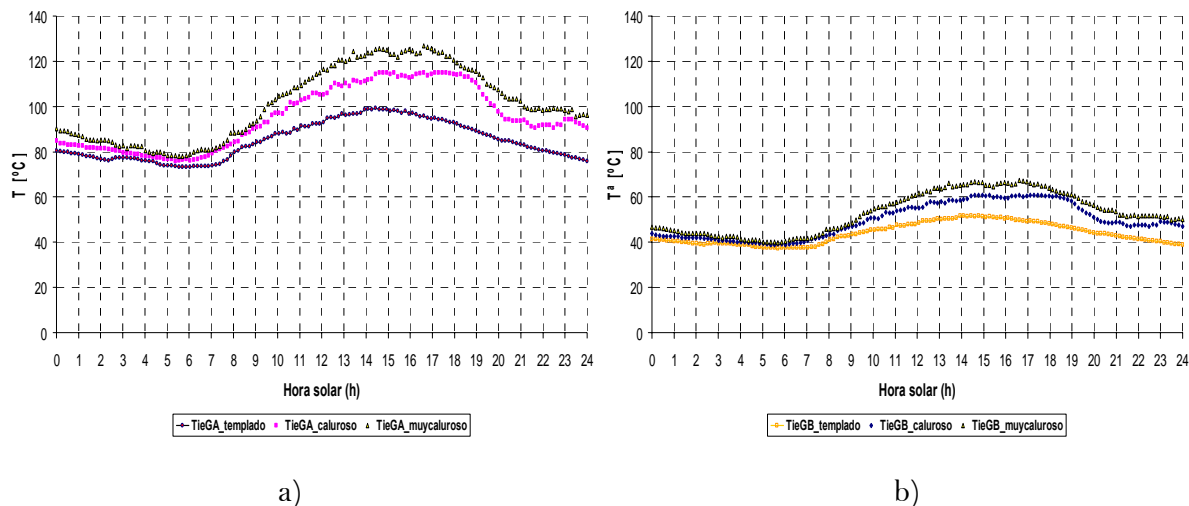


Figura 4.9. Evolución de la temperatura de inicio de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).

Por su parte, la temperatura final de ebullición en el GA (figura 4.10) es la máxima temperatura que alcanzará la disolución, y sirve de referencia para calcular el nivel térmico de la fuente de calor.

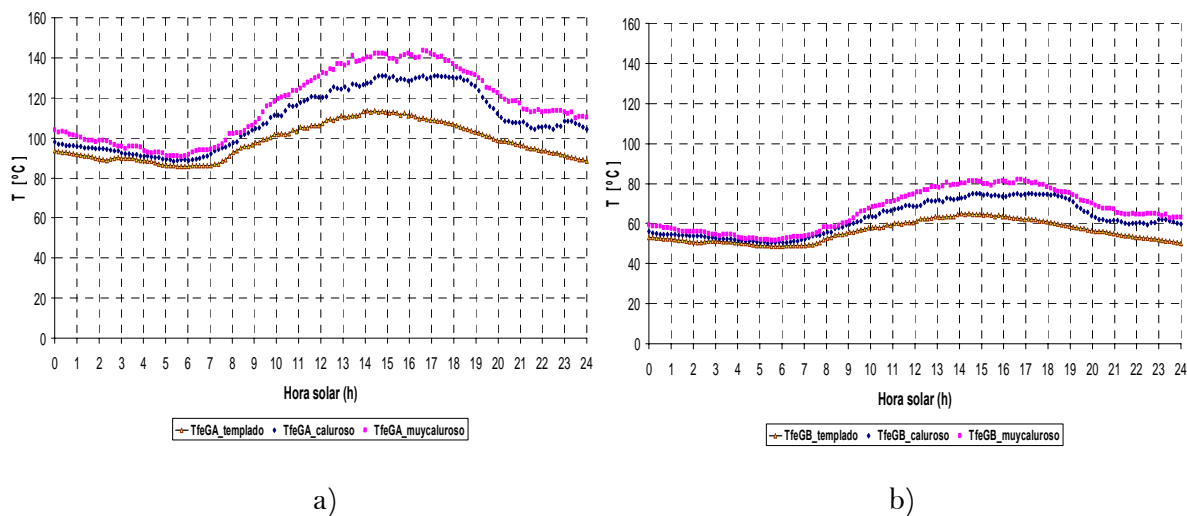


Figura 4.10. Evolución de la temperatura de final de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).

➤ COP de la máquina de doble efecto condensada por agua

En la figura 4.11 se muestra la variación del coeficiente de operación (COP) de la máquina durante los tres días de verano. Éste disminuye cuanto más alta es la temperatura exterior. Este COP corresponde al óptimo, y resulta de incrementar la concentración de la disolución hasta un 7% en el generador de alta y baja temperatura.

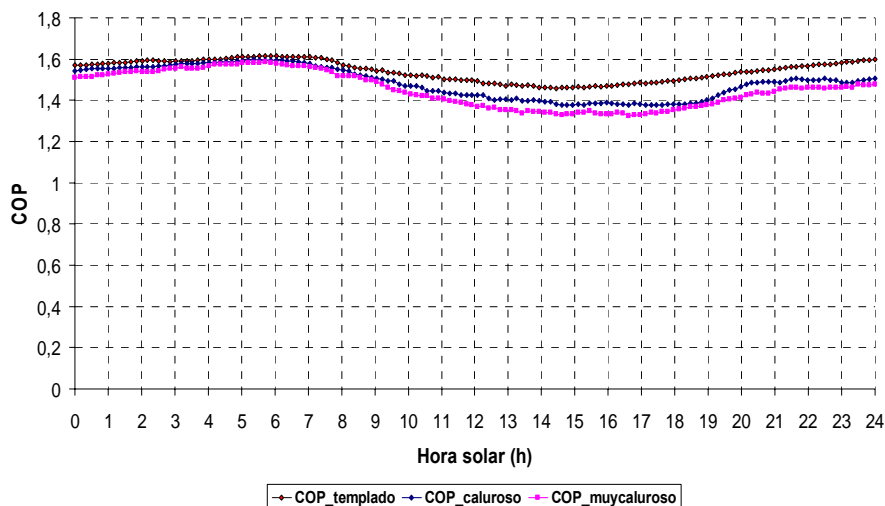


Figura 4.11. Evolución del COP de una máquina de doble efecto condensada por agua para tres días representativos de verano.

El COP es sensible a la variación de prácticamente todos los parámetros involucrados en el funcionamiento de la máquina. A continuación se muestra la variación del COP frente a la temperatura de los generadores.

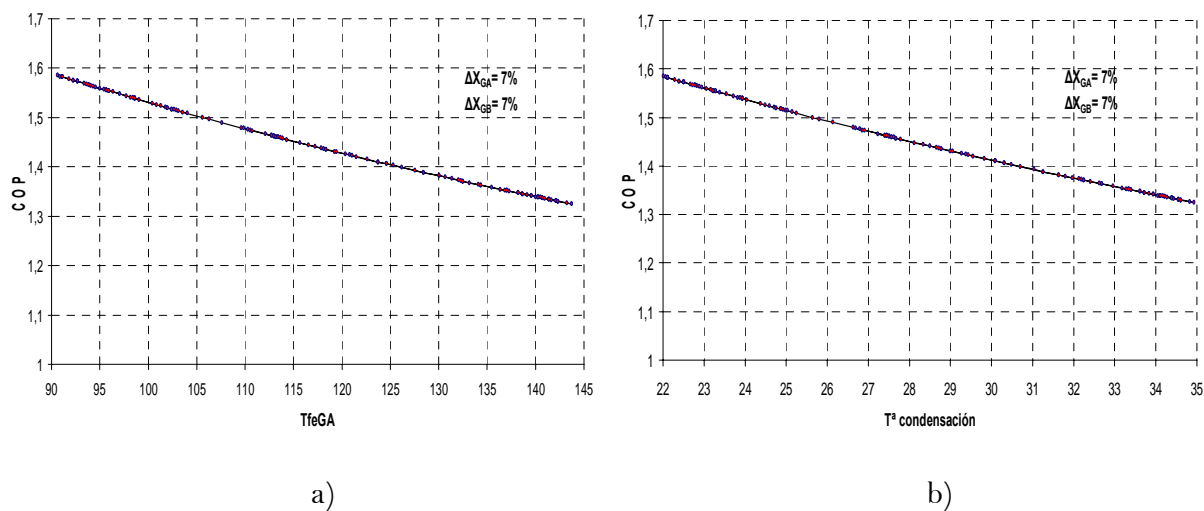


Figura 4.12. Evolución del COP en función de la temperatura final de ebullición del GA (a) y de la temperatura de condensación (b).

Una temperatura más alta en el generador (para un incremento de concentración y una temperatura de evaporación constantes) significa que la temperatura de condensación es más alta, lo que a su vez implica que la temperatura ambiente ha aumentado y, por tanto, la carga térmica también. Todo ello influye en un descenso del COP. Si ahora se analiza el comportamiento del COP en función de la temperatura de condensación

(figura 4.12b) se obtiene, por el mismo razonamiento anterior, una tendencia descendente del COP con el aumento de la temperatura de condensación.

➤ **Caudales de disolución a través de los dos generadores y caudal total de refrigerante**

Se ha estimado como asunto clave en la optimización de la eficiencia el *reparto de caudales de disolución* entre los dos generadores. En la simulación se ha obtenido el valor que tendrían esos caudales para un incremento de la concentración del 7% en ambos generadores. Como puede apreciarse comparando las figuras 4.13a y b, el reparto de caudales óptimo para el momento más caluroso del día, se obtiene cuando el caudal que circula por el GA es aproximadamente un 25% superior al que circula por el de baja temperatura. Este dato será muy importante en la parte experimental para buscar el punto de funcionamiento óptimo de la máquina.

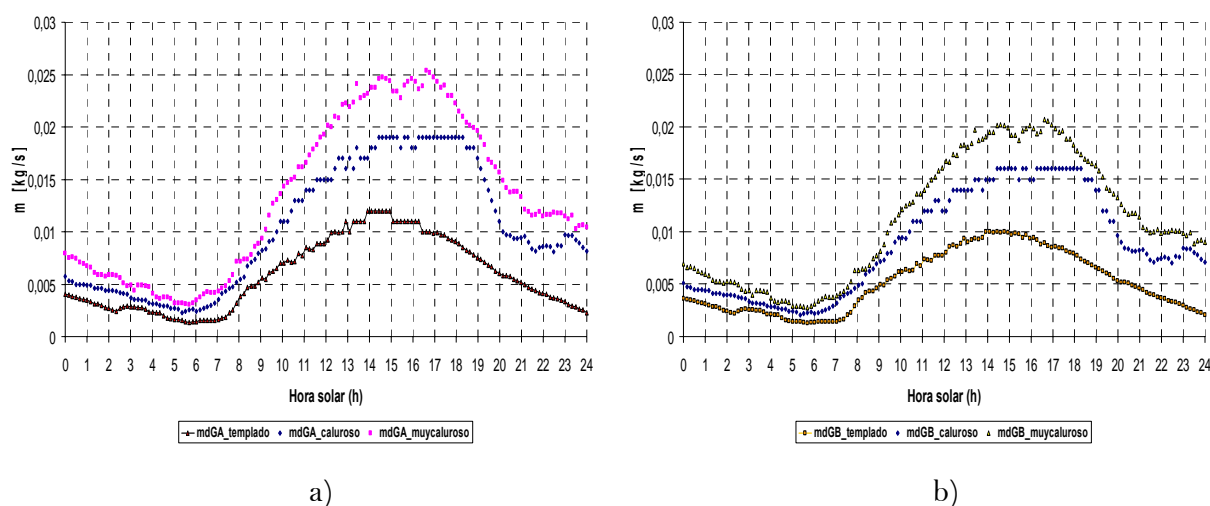


Figura 4.13. Evolución de los caudales de disolución en el GA (a) y en el GB (b) para tres días representativos de verano.

Por otro lado, como consecuencia de la evolución creciente de la carga térmica en la mayor parte del día, el caudal total de refrigerante (\dot{m}_r) es máximo cuando la temperatura en el exterior es máxima. En este caso el máximo caudal de refrigerante viene dado por el máximo de la carga térmica, es decir, unos 6,4 kW alrededor de las 15 horas solares. Resaltar que el caudal de refrigerante necesario para absorber la máxima carga térmica es alrededor de 0,0053 kg/s para el día más caluroso de verano, o lo que es lo mismo, 19,1 kg/h. Esto implica que para la máxima carga térmica los dos generadores tienen que ser capaces de producir 19,1 kg de refrigerante por hora.

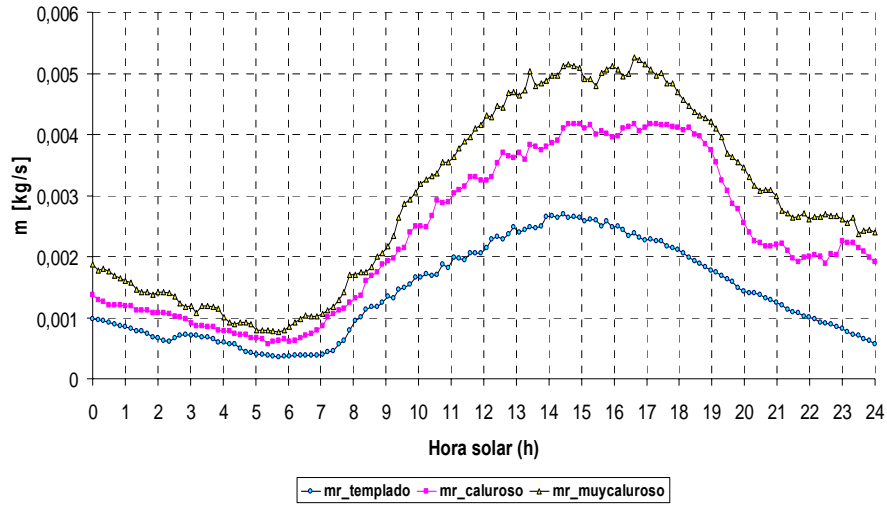


Figura 4.14. Evolución del caudal de refrigerante total producido para tres días representativos de verano.

➤ **Relación entre caudales (\dot{m}_d/\dot{m}_r) y caudal de agua de la torre de refrigeración (\dot{m}_{ar})**

Otro de los parámetros a tener en cuenta es la relación entre los caudales de disolución entrante en los generadores y los caudales de refrigerante producidos (\dot{m}_d/\dot{m}_r). Este parámetro define el caudal de disolución necesario para producir un efecto frigorífico determinado. A continuación se muestra la relación entre el caudal de disolución que llega al GA y el caudal de refrigerante que éste produce (figura 4.15), y que es la misma relación que en el GB, ya que los incrementos de concentración son iguales (ec. 4.9).

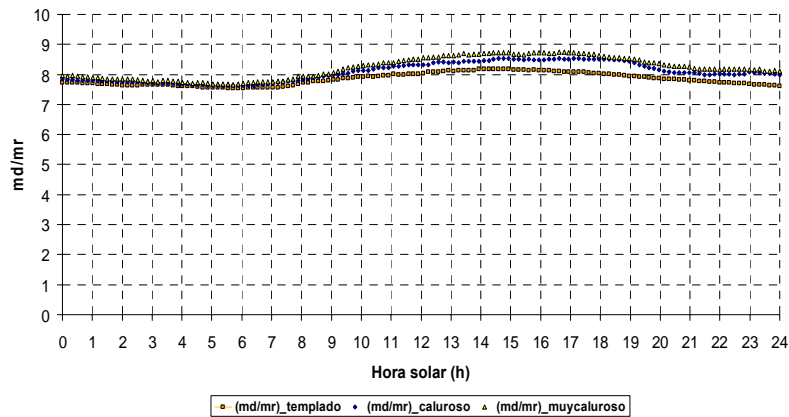


Figura 4.15. Evolución de la relación entre los caudales de disolución y de refrigerante producidos en los generadores.

Por último, se presenta el caudal de agua en la torre de refrigeración (figura 4.16). A partir de este caudal, y de las temperaturas de entrada y salida al evaporador, es posible calcular el calor evacuado por la torre.

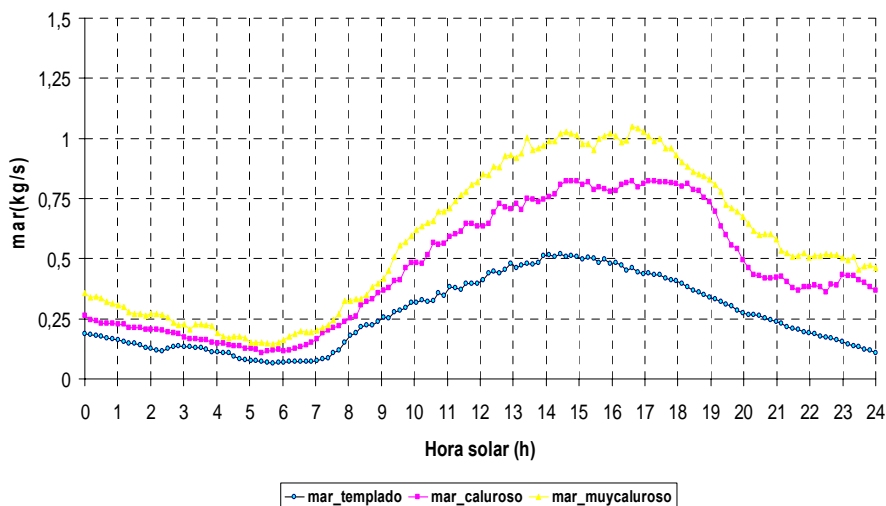


Figura 4.16. Evolución del caudal del agua de la torre de refrigeración para una máquina de doble efecto condensada por agua.

La relación entre el calor evacuado en la torre y el frío producido en la máquina para un día templado oscila en torno a 1,7. Esto significa que por cada kW de frío producido se transfieren a la atmósfera 1,7 kW.

Se conoce que para las máquinas de simple efecto la relación entre la potencia calorífica evacuada en la torre y la producida en el evaporador, \dot{Q}_t/\dot{Q}_{EVAP} , se encuentra en torno a 2,4 (Izquierdo, 1996). Esto supone que la máquina de simple efecto arroja a la atmósfera 2,4 kW por cada kW de frío que produce. Tozer (2002) define el parámetro

Heat Disipation Ratio (HDR) como $HDR = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{EVAP}} = 1 + \frac{1}{COP}$. Por todo ello, la

máquina de doble efecto presenta un mejor comportamiento medioambiental.

4.3.3 Resultados estacionales

En los apartados anteriores se ha expuesto la variación de los más importantes parámetros que influyen en el funcionamiento de la máquina. A continuación se muestra la respuesta de la máquina para toda la temporada de refrigeración. Para ello se presenta la evolución diaria del frío producido, q_{EVAP} , el calor aportado al generador, q_G (ambas en kWh) y el COP resultante. La temporada de refrigeración abarca desde el 1 de mayo hasta el 30 de septiembre. El horario de uso de la máquina frigorífica ha sido de 10:00 a 22:00 horas⁴.

En primer lugar se representa la variación de las temperaturas máxima y mínima para cada día dentro del período de climatización seleccionado: del 1 de mayo al 30 de septiembre (figura 4.17).

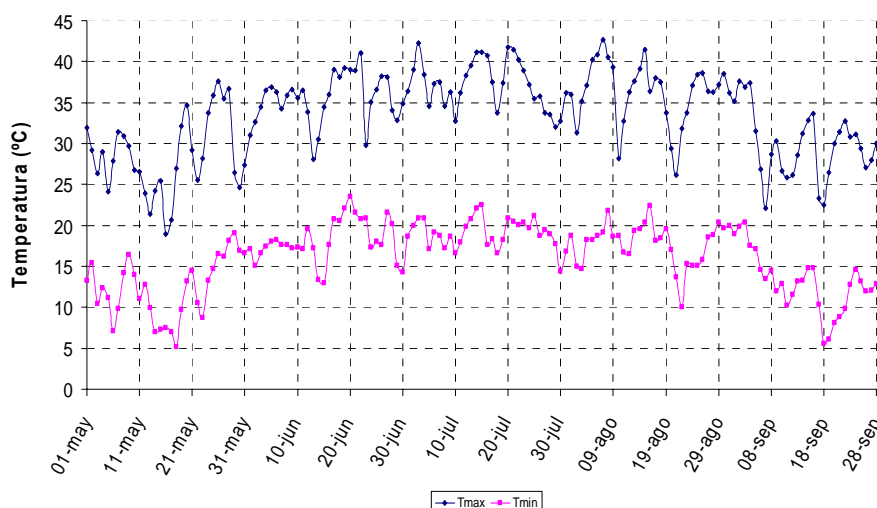


Figura 4.17. Variación de la temperatura máxima y mínima diaria durante el período de climatización.

A continuación se representa el calor transferido en la torre de refrigeración procedente del absorbedor y condensador (figura 4.18).

⁴ Extraído de los hábitos de uso de calefacción y aire acondicionado según el proyecto Indel (REE, 1998)

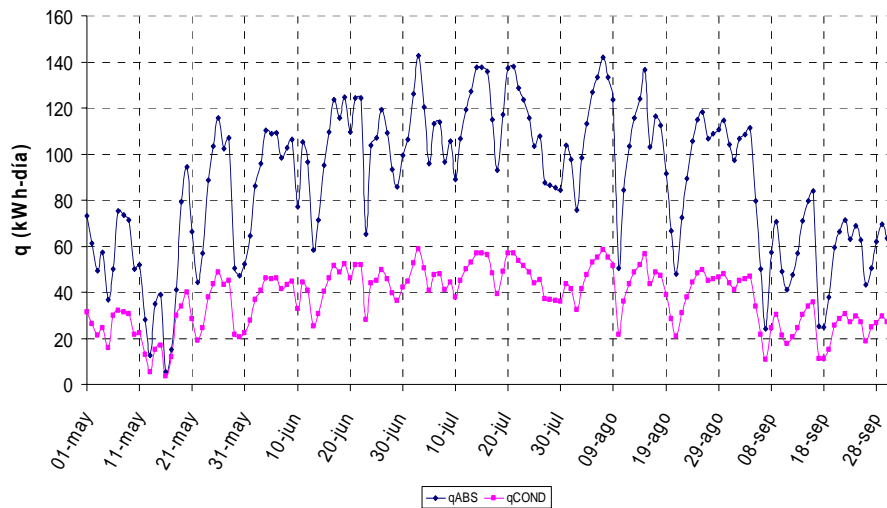


Figura 4.18. Calor de absorción y condensación diario transferido por la torre de refrigeración durante el período de climatización.

En las figuras 4.19 y 4.20 se presenta el resultado de la simulación llevada a cabo en el evaporador y en el GA, respectivamente.

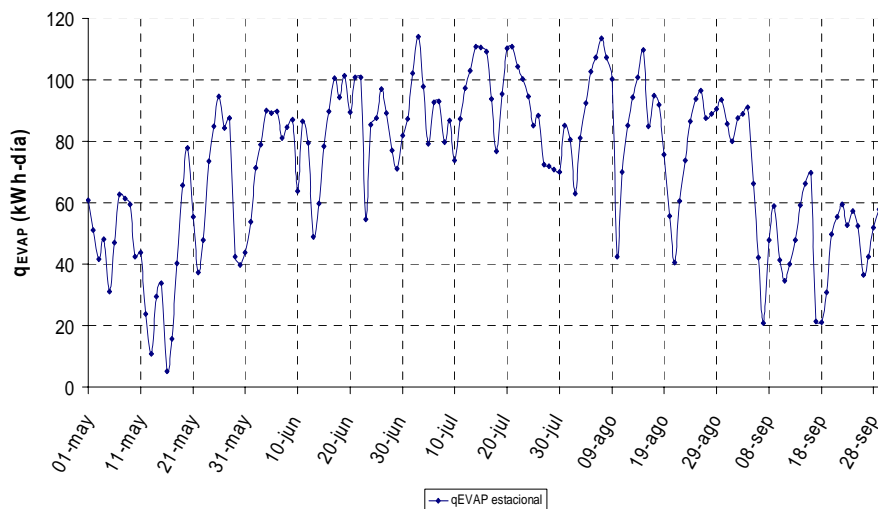


Figura 4.19. Frío producido por la máquina condensada por agua en kwh para cada uno de los días durante la temporada de refrigeración.

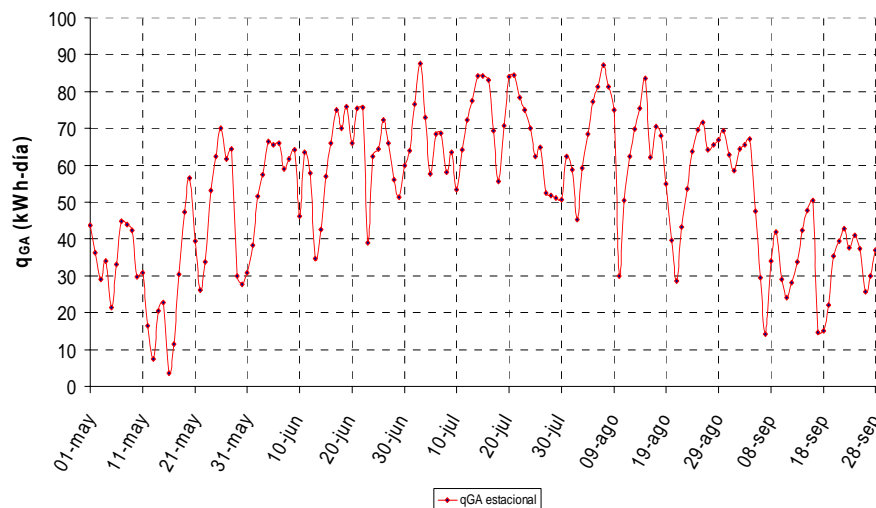


Figura 4.20. Calor suministrado al generador de alta temperatura de la máquina condensada por agua en kwh para cada uno de los días durante la temporada de refrigeración.

Por último y, a partir de los dos parámetros anteriores, se obtiene el COP estacional (figura 4.21).

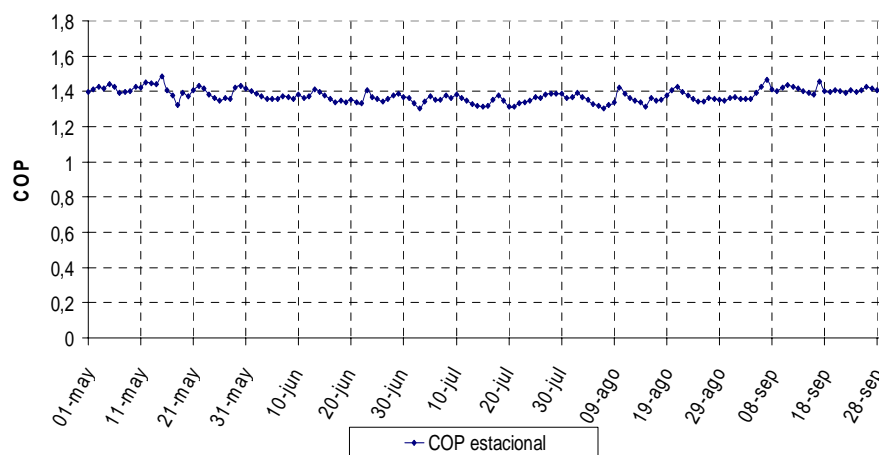


Figura 4.21. COP de la máquina condensada por agua para cada uno de los días de la temporada de refrigeración.

4.3.4 Influencia del consumo de los equipos auxiliares sobre el COP

El COP se calcula mediante la ecuación 2.17 en la que no se tiene en cuenta el consumo eléctrico.

Si se incluye el consumo eléctrico de los equipos auxiliares de la máquina da lugar a la aparición de tres COPs distintos:

- El COP sin incluir el consumo eléctrico de los equipos auxiliares. Este es el COP calculado en la simulación.
- El COP corregido incluyendo la energía eléctrica absorbida por los equipos auxiliares.
- El COP corregido incluyendo la energía primaria empleada para producir la energía eléctrica.

Para estimar el consumo eléctrico de la máquina se han tomado datos de los modelos de máquinas de absorción de doble efecto de la Empresa Broad, BCT16 (16 kW), BCT23 (23 kW) y BCT70 (70 kW); y se ha construido una función que relaciona el consumo eléctrico con la potencia frigorífica (figura 4.22).

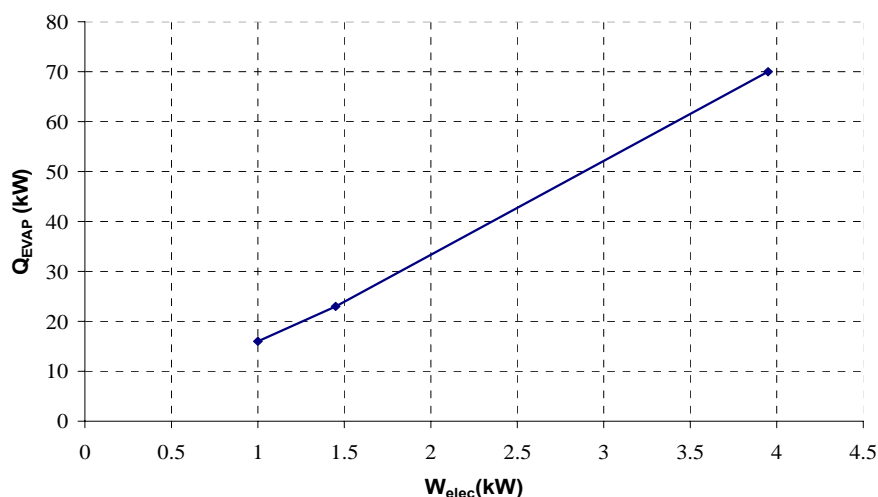


Figura 4.22. Relación entre la potencia frigorífica y su consumo eléctrico (Broad).

A partir de la relación obtenida entre la potencia frigorífica y el consumo eléctrico de la máquina en la figura 4.22, se deduce que para una potencia frigorífica de 12,4 kW (máxima carga térmica que debe cubrir la máquina) el consumo eléctrico es de aproximadamente 0,85 kW, que se corresponde con la BCT16. Introduciendo este el

consumo eléctrico (\dot{W}_{elec}) en el cálculo del COP se obtiene:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{elec}} \quad (4.45)$$

Si se introduce el consumo eléctrico referido a la energía primaria⁵ la expresión para el COP es 4.46:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \frac{\dot{W}_{elec}}{\eta_{elec}}} \quad (4.46)$$

Los tres COP's obtenidos se muestran en la figura 4.23.

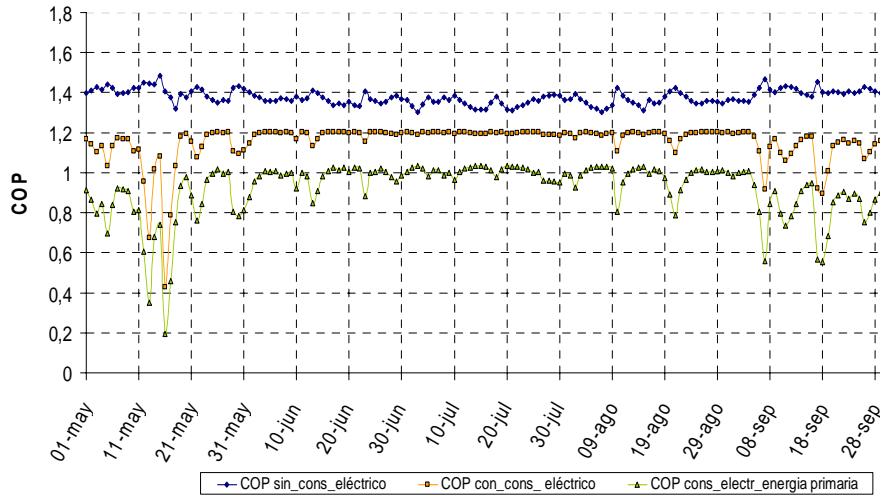


Figura 4.23. Relación de los tres COP's obtenidos en condensación por agua: COP sin consumo eléctrico, COP con consumo eléctrico y COP con consumo eléctrico incluido pero referido a energía primaria.

Analizando la figura 4.23 se aprecia que en los días menos calurosos, donde el COP “estándar” alcanzaba las cotas más altas, al introducir el consumo eléctrico, el rendimiento baja a niveles ínfimos, como refleja la figura 4.23. Esto es el efecto de trabajar a “carga parcial”, ya que los consumos eléctricos son casi iguales funcionando a plena carga que con poca carga. Al incluirlos en el cálculo del COP su efecto es mucho más perceptible para cargas térmicas pequeñas.

⁵ Se considera un rendimiento en la generación de la electricidad (η_{elec}) de 0,38.

4.4 Conclusiones

- Se ha optado por una configuración en *paralelo* para la distribución de la disolución, ya que esta configuración disminuye las caídas de presión y mejora el proceso de separación del vapor refrigerante.
- Se ha simulado el funcionamiento de la máquina para diferentes incrementos de concentración de la disolución a su paso por los dos generadores. Los resultados obtenidos han verificado que la eficiencia óptima se produce cuando se eleva el incremento de la concentración de la disolución en ambos generadores entre un 9,5 y un 11,2%.
- Se ha constatado como un factor determinante en la eficiencia de la máquina el reparto de caudales entre los dos generadores. La regulación óptima en la distribución del caudal se muestra en la figura 4.13, concluyendo que para el momento más caluroso del día corresponde a una relación entre los caudales hacia los generadores de $\frac{m_{dGA}}{m_{dGB}} = 1,25$.
- Para la máxima carga térmica, 12,4 kW, se obtuvieron los siguientes resultados:
 - La temperatura máxima de la disolución a la salida del GA es de 143°C.
 - El caudal de refrigerante generado es de 19,1 kg/h.
 - El caudal del agua de la torre de refrigeración, 1 kg/s.
 - El COP fue de 1,3.
- Por último, se ha calculado el COP estacional de la máquina de doble efecto condensada por agua con y sin considerar el consumo eléctrico de la máquina. Para un consumo eléctrico de la máquina estimado en 0,85 kW se obtuvieron los siguientes valores para el COP:
 - COP estacional medio sin contar el consumo eléctrico: 1,38.
 - COP estacional medio incluyendo el consumo eléctrico: 1,15.
 - COP estacional medio incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria: 0,92.

Capítulo 5

5 LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE LiBr/H₂O DE DOBLE EFECTO CONDENSADA POR AIRE

En este capítulo se realiza un balance de masa y energía en los componentes de una máquina de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire. Como la mayor parte de las ecuaciones modelizadas coinciden con las de la máquina condensada por agua, en este capítulo solo se explicitan aquellas ecuaciones que son específicas de la condensación por aire. Asimismo, se ha construido un programa que proporciona los incrementos de concentración de la disolución a su paso por los generadores que optimizan el COP de la máquina. Con ellos y con las ecuaciones modelizadas anteriormente se ha creado otro programa de simulación para la máquina de doble efecto condensada por aire, obteniéndose su rendimiento óptimo y la variación de todos los parámetros significativos que intervienen en el funcionamiento de la máquina para 3 días representativos de verano: uno templado, uno caluroso y otro muy caluroso. Estos resultados son complementados con los valores estacionales de los principales parámetros. De este capítulo se deriva el valor que deben tener los parámetros de operación de la máquina de doble efecto condensada por aire para conseguir optimizar su funcionamiento.

5.1 Modelización

En los sistemas de condensación por aire se prescinde de la torre de refrigeración. Esta es una de las principales razones por lo que resultan de gran interés.

En el análisis de los fluidos interiores de la máquina, la mayor parte de las ecuaciones desarrolladas para una máquina condensada por agua son las mismas que para la condensada por agua que se han expuesto en el capítulo 4.

El esquema de la máquina condensada por aire (figura 5.1) presenta como diferencia con el esquema diseñado para la máquina condensada por agua (figura 4.1), este modo de refrigerar el absorbedor, condensador y subenfriador con aire en vez de agua. Más adelante se describirá con mayor detalle las ventajas de este sistema.

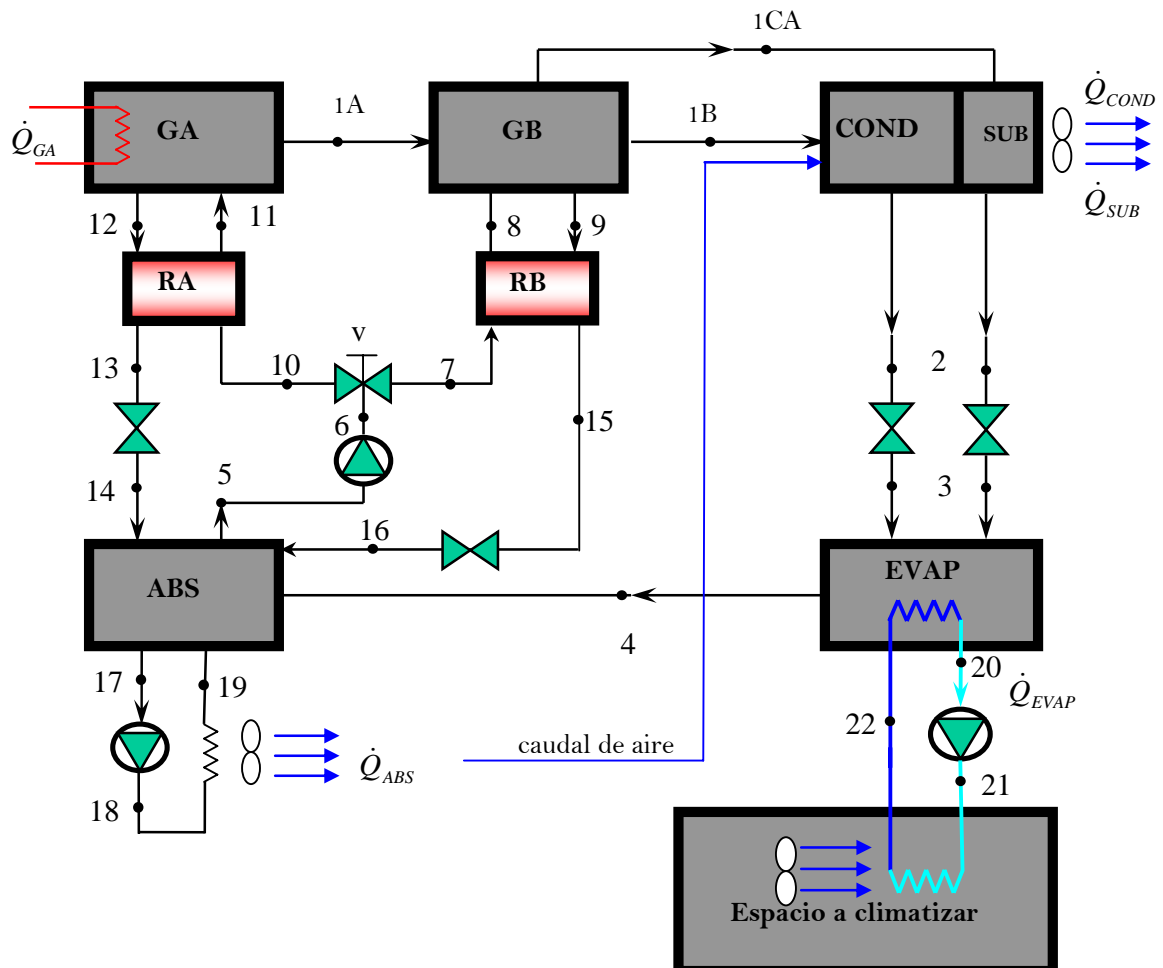


Figura 5.1. Esquema del prototipo de la máquina de absorción de LiBr de doble efecto refrigerada por aire.

El prototipo incorpora un absorbedor de tipo *adiabático* enfriado por aire. A continuación se presentan los balances de masa y energía para aquellos componentes que difieren del esquema presentando en el capítulo 4:

➤ Absorbedor

El absorbedor modelizado es del tipo *adiabático*, esto es, funciona separando la transferencia de calor de la transferencia de masa. El calor de absorción se extrae fuera de la cámara de absorción mediante el bombeo de la disolución hacia un intercambiador de calor externo. La disolución se recirculará un número de veces suficiente para que absorba correctamente el vapor refrigerante. Contribuye a disminuir la temperatura de absorción el hecho de que la disolución es enfriada directamente por el aire sin emplear un fluido intermedio para la extracción del calor como utilizan otros equipos (sistemas “re-cooling”).

El calor de absorción se puede obtener mediante el siguiente balance de energía, ec. (5.1).

$$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 - \overset{0}{\cancel{\dot{Q}_{pABS}}} = \dot{m}_{18}(h_{19} - h_{18}) \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r1A} + \dot{m}_{r1B} \quad (5.2)$$

Este absorbedor está siendo objeto de investigación bajo los proyectos DPI 2002-02439 y ENE 2005-0855CO-01. En el capítulo 7 se presentan los resultados experimentales.

➤ Caudal de aire necesario para la evacuación del calor de absorción, de condensación y de subenfriamiento

Como previamente se han planteado las ecuaciones para calcular el calor de absorción (5.1), de condensación (4.15) y de subenfriamiento (4.16), el balance energético aplicado a los tres componentes desde el punto de vista del fluido exterior (aire) será,

$$\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND} + \dot{Q}_{SUB} = \dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot (T_{saire} - T_{eaire}) \quad (5.3)$$

T_{eaire} : Temperatura aire de refrigeración a la entrada del absorbedor
(temperatura ambiente exterior)

T_{saire} : Temperatura aire de refrigeración a la salida del condensador

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND} + \dot{Q}_{SUB}}{c_p \cdot (T_{saire} - T_{eaire})} \quad (5.4)$$

El resto de ecuaciones que definen el funcionamiento de la máquina de doble efecto condensada por aire, tanto desde el punto de vista de los fluidos interiores como de los fluidos exteriores, coinciden con las ecuaciones desarrolladas en el capítulo anterior para la condensada por agua.

5.2 Optimización del COP

En el capítulo 4 ya se demostró que la máquina condensada por agua desarrolla un mejor COP cuando se incrementa la concentración de la disolución en los generadores entre el 9,5 y el 11,2% aproximadamente, para cualesquiera que fuere la distribución de caudal de disolución entre los dos generadores. En una máquina condensada por aire la disolución concentrada a la entrada del absorbedor puede acercarse a la zona de cristales (véase capítulo 2). Por ello, en este caso se eligió como mejor opción concentrar la disolución hasta el 7% en ambos generadores siempre que las condiciones lo permitan.

Diseñando un programa similar al realizado para la máquina condensada por agua, en el cual se mantienen fijas la temperatura de evaporación y la de condensación, la carga térmica, y siendo variable la concentración de la disolución en los generadores obtenemos la figura 5.2, que representa la variación del COP con la concentración. Este programa se ha construido utilizando las ecuaciones de los balances de energía y masa presentadas en el capítulo 4, junto con las ecuaciones propias de condensación por aire expuestas en este capítulo. De la misma forma que ocurría en condensación por agua, se comprueba que distribuciones diferentes de caudales originan COP diferentes. Sin embargo los incrementos de la concentración que maximizan estos COP's presentan valores similares.

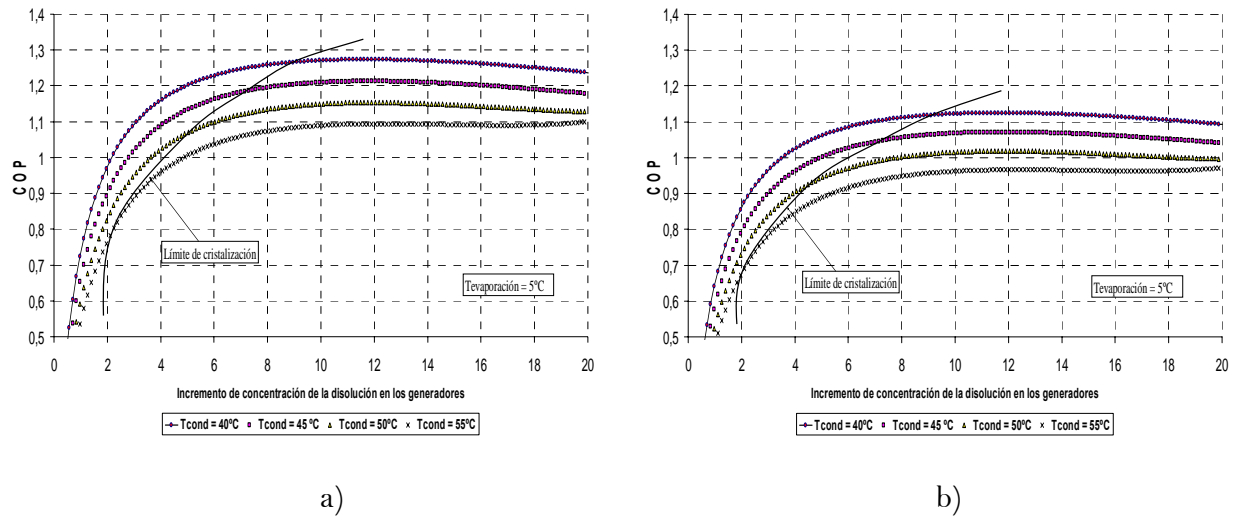


Figura 5.2. Evolución del COP para diferentes temperaturas de condensación en función del incremento de concentración de la disolución a su paso por los generadores, con dos distribuciones diferentes de caudales: a) $\dot{m}_{11} = 1,13\dot{m}_8$, b) $\dot{m}_{11} = 1,5\dot{m}_8$.

De la figura 5.2 se deduce que el COP óptimo se consigue para incrementos de la concentración de la disolución entre el 11,5% y el 11,9%. Sin embargo en la realidad no es posible concentrar tanto la disolución en el GB porque cristalizaría. Además se comprueba (al igual que en condensación por agua) que la diferencia entre concentrar el 11% y hacerlo el 7% es insignificante (0,03%). Por ello, se ha optado por concentrar la disolución en los dos generadores hasta un 7% con el fin de disminuir la temperatura de la fuente de calor, pero disminuyendo este valor cuando sea necesario para evitar cualquier riesgo de posible cristalización de la disolución. En la figura 5.2 se muestra el límite para incrementar la concentración de la disolución en el GB para una temperatura en el evaporador de 5 °C. Si se evaporara a mayor temperatura el margen para incrementar la concentración de la disolución sería más amplio.

Los diagramas de Dühring y de Merkel para el ciclo completo de funcionamiento, con estos incrementos de concentración adoptados (figuras 5.3 y 5.4), constituyen un ciclo diseñado para conseguir aproximarse a la mejor eficiencia posible. En primer lugar se presenta el diagrama de Dühring para el ciclo comentado anteriormente para una temperatura ambiente exterior de 30°C (figura 5.3).

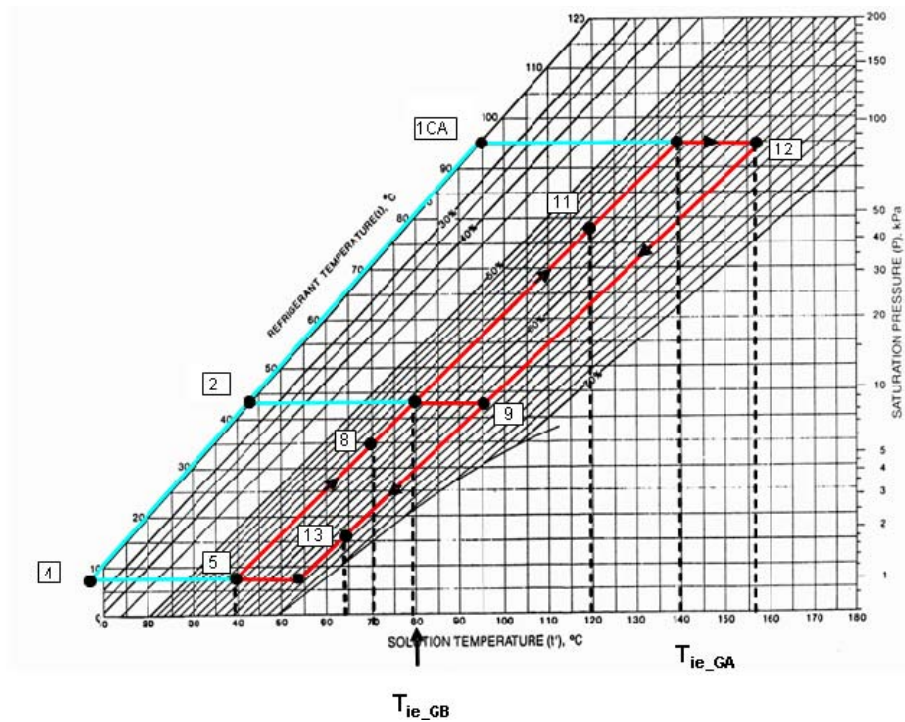


Figura 5.3. Diagrama de Dühring ($P-T-X$) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto condensada por aire ($T_{amb} = 30^\circ\text{C}$).

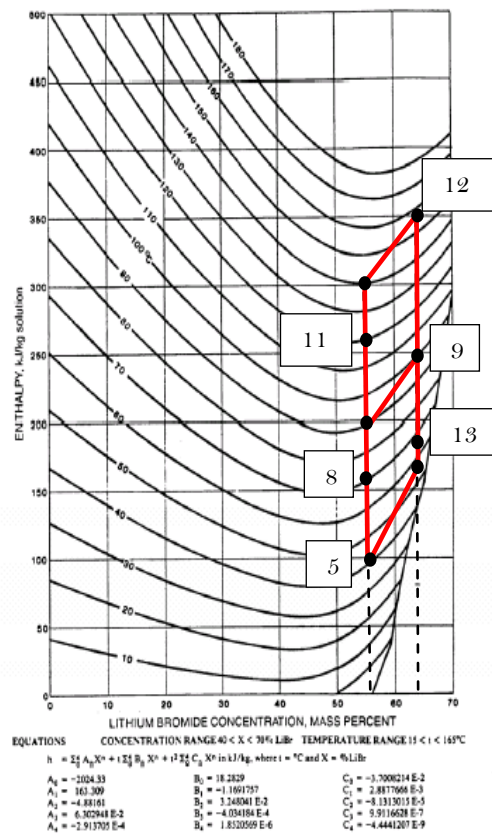


Figura 5.4. Diagrama de Merkel ($h-T-X$) para el ciclo de funcionamiento de una máquina de absorción de doble efecto condensada por aire.

5.3 Simulación

Para llevar a cabo la simulación del funcionamiento de la máquina de doble efecto condensada por aire se ha confeccionado un programa introduciendo en él todas las ecuaciones anteriormente modelizadas. El programa es similar al explicado en el capítulo 4, con la particularidad de que se han introducido aquellas ecuaciones que son propias de la condensación por aire.

5.3.1 Resultados para tres días característicos

A partir de las ecuaciones de los balances de masa y energía para cada uno de los componentes de la máquina y, de la misma forma que ya se hiciera para la máquina condensada por agua (ver cap. 4), se ha realizado una simulación para tres días representativos de verano en la ciudad de Madrid: un día *templado*, un día *caluroso* y un día *muy caluroso* de verano, con una carga térmica máxima de 6,4 kW, 10 kW y 12,4 kW, respectivamente.

Partiendo de unas condiciones iniciales se ha desarrollado un programa en Mathcad 11.0, en el que se han introducido todas las ecuaciones: las presentadas en el capítulo 4 más las específicas de condensación por aire expuestas en este capítulo. Este programa calcula los parámetros de la máquina en función de los valores de temperatura ambiente a lo largo del día. Se ha hecho uso de métodos iterativos para calcular la cantidad de refrigerante producida por cada uno de los dos generadores, así como el resto de variables involucradas en su funcionamiento, siendo el incremento de concentración inicial de la disolución en ambos generadores del 7% (Tabla 5.1).

Tabla 5.1 Hipótesis iniciales de la simulación.

Día de verano	T evaporación (°C)	Eficiencia recuperadores (%)	ΔX_{GA} (%)	ΔX_{GB} (%)
Templado (Tmax =29,4°C)	5	70	7	7
Caluroso (Tmax =37,1°C)	5	70	7	7
Muy caluroso (Tmax =42,1°C)	5	70	7	7

La secuencia de operaciones efectuadas en el programa ha sido similar a la empleada en el capítulo 4 para condensación por agua:

En primer lugar se determinan unas condiciones iniciales¹ para comenzar la simulación. Partiendo de estas condiciones iniciales el programa obtiene las temperaturas, presiones y entalpías de los principales estados del ciclo. Llevando estos datos al diagrama de Dühring y de Merkel, y aplicando las ecuaciones reseñadas en el anexo II se obtienen las propiedades termodinámicas del ciclo: concentraciones, temperaturas, presiones, entalpías, etc. (tabla 5.2).

Se ha considerado una temperatura de evaporación de 5°C para temperaturas exteriores de 27°C o menores (aunque en estos casos apenas se necesita climatización). A partir de 27°C se admite un aumento de la temperatura de evaporación con la temperatura ambiente hasta alcanzar los 10°C para una temperatura ambiente de 42°C.

Tabla 5.2. Propiedades termodinámicas del ciclo para tres días de verano.

Día de verano	Templado (Tmax =29,4°C)	Caluroso (Tmax =37,1°C)	Muy caluroso (Tmax =42,7°C)
$X_{ABS}(\%)$	56	58,5	60,1
$X_{GA}(\%)$	63	65	65
$X_{GB}(\%)$	63	65	65
$P_{EVAP}(bar)$	0,010	0,012	0,013
$P_{COND} = P_{GB}(bar)$	0,084	0,124	0,163
$P_{GA}(bar)$	0,85	1,4	1,76
$t_{EVAP}(^{\circ}C)$	5,8	8,4	10,2
$t_{COND}(^{\circ}C)$	41,4	49,1	54,7

¹ Se ha elegido como temperatura ambiente inicial la correspondiente al primer dato registrado, concretamente a las 00:00 horas, en el fichero meteorológico correspondiente al día de verano escogido.

$t_5 = t_7 (^{\circ}C)$	37,4	45,1	50,7
$t_8 (^{\circ}C)$	74,2	86,8	95,4
$t_9 (^{\circ}C)$	93,8	108,2	115
$t_{12} (^{\circ}C)$	156,5	180	188,3
$t_{ieb_GA} (^{\circ}C)$	138,1	160,6	173,1
$t_{ieb_GB} (^{\circ}C)$	78,1	92,2	102,7
$t_{1B} (^{\circ}C)$	86	100,2	108,8
$t_{15} (^{\circ}C)$	48,7	57,7	63,6
$t_{1A} (^{\circ}C)$	147,3	170,3	180,7
$t_{1CA} (^{\circ}C)$	93,8	108,2	115
$h_5 (kJ / kg)$	92	117,9	137
$h_{12} (kJ / kg)$	348	396,7	411,6
$h_4 (kJ / kg)$	2509	2514	2517
$h_9 (kJ / kg)$	232,4	267,9	280
$h_{1A} (kJ / kg)$	2775	2819	287
$h_{1B} (kJ / kg)$	2642	2674	2694
$h_{1CA} (kJ / kg)$	392,7	453,2	482
$h_2 = h_3 (kJ / kg)$	172,9	205	228,6
$h_{15} (kJ / kg)$	149,2	177,5	188

Es importante que la temperatura en el generador de baja temperatura, t_9 , no alcance valores tales, que la disolución concentrada a la salida del recuperador de baja temperatura y entrada al absorbedor forme cristales en las tuberías, ya que esto impediría la circulación de la disolución y la paralización del proceso.

Al igual que en condensación por agua, el programa de simulación construido proporciona la variación de los principales parámetros de funcionamiento: potencias,

caudales, COP's, etc. para los tres días representativos de verano en intervalos de 10 segundos para cada uno de los días. En la tabla 5.3 se presentan estos parámetros para el momento más caluroso de cada uno de los tres días.

Tabla 5.3. Parámetros de funcionamiento del ciclo de doble efecto condensado por aire para la temperatura máxima.

Día de verano	Templado (Tmax =29,4°C)	Caluroso (Tmax =37,1°C)	Muy caluroso (Tmax =42,7°C)
$\dot{Q}_{GA} (kW)$	5	8,4	11,4
$\dot{Q}_{COND} (kW)$	3,3	5,2	6,5
$\dot{Q}_{ABS} (kW)$	8,3	13,2	17,5
$\dot{Q}_{EVAP} (kW)$	6,4	10	12,4
$\dot{Q}_{RA} (kW)$	2,2	4,3	7,9
$\dot{Q}_{RB} (kW)$	0,8	1,5	2,7
$\dot{m}_{11} (kg / s)$	0,014	0,024	0,042
$\dot{m}_8 (kg / s)$	0,011	0,019	0,031
$\dot{m}_5 (kg / s)$	0,026	0,043	0,073
$\dot{m}_{r1A} (kg / s)$	0,0015	0,0024	0,0031
$\dot{m}_{r1B} (kg / s)$	0,0012	0,0019	0,0023
$\dot{m}_r (kg / s)$	0,0027	0,0043	0,0054
$\dot{m}_{aire} (kg / s)$	5,8	9,2	12
<i>COP</i>	1,3	1,2	1,1

Comparando las tablas 4.2 y 5.2 se comprueba que el COP en condensación por aire disminuye respecto a los valores obtenidos en condensación por agua. Estos son los resultados de los parámetros termodinámicos de la máquina para las condiciones más calurosas.

Como se tienen 8640 datos meteorológicos para cada día, el programa de mathcad calcula todos los parámetros de funcionamiento para cada uno de ellos.

A continuación, en las figuras 5.5 a 5.16 se muestran los resultados obtenidos.

➤ Temperatura ambiente, de absorción y de condensación

En la figura 5.5a se muestra la temperatura ambiente de los tres días seleccionados del año 2005, que alcanza unos valores máximos respectivos de 29,4, 37,1 y 42,7°C. A su lado se presenta la variación que para estos 3 días, ha experimentado la temperatura de absorción de la máquina (figura 5.5b).

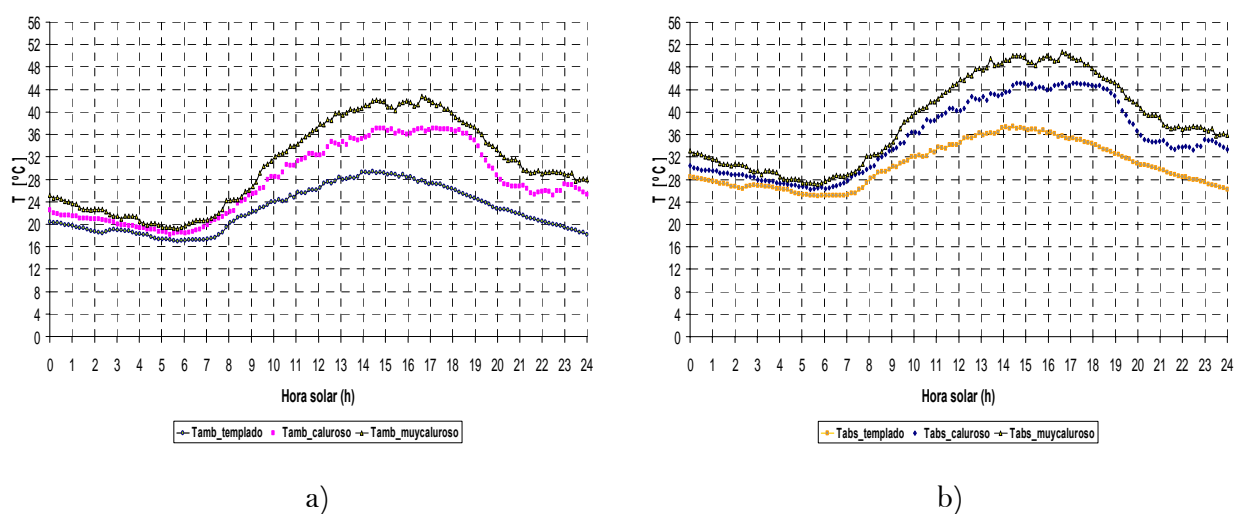


Figura 5.5. Evolución de las temperaturas ambiente (a) y de absorción (b).

A continuación se presenta la temperatura de condensación para los tres días seleccionados.

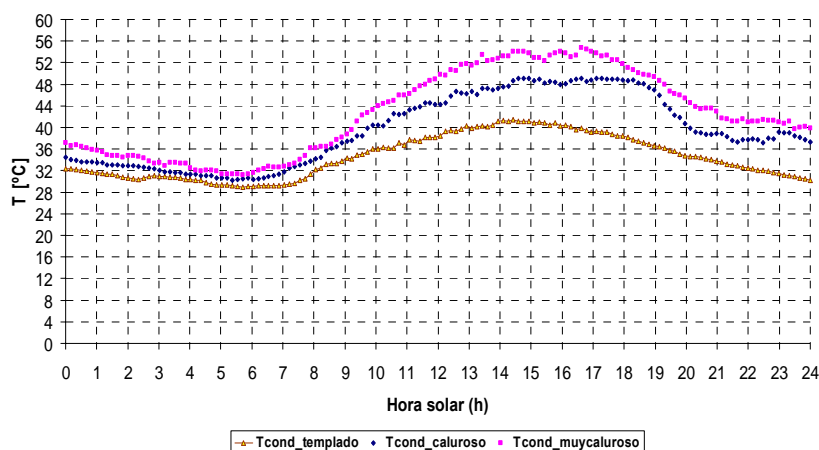


Figura 5.6. Evolución de la temperatura de condensación.

➤ Potencias en el evaporador, generador, absorbedor y condensador

La potencia frigorífica desarrollada por la máquina de absorción (\dot{Q}_{EVAP}) en cada día de verano presenta un máximo de aproximadamente 6,4, 10 y 12,4 kW (figura 5.7a).

A partir de este valor, el programa se encuentra en disposición de obtener los parámetros del funcionamiento de la máquina: caudales de refrigerante, disolución y aire; potencia caloríficas en cada uno de los componentes; rendimiento, etc.

La potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura (\dot{Q}_{GA}) depende, entre otras variables, de la potencia frigorífica que se desea desarrolle la máquina. Pero en este caso, \dot{Q}_{GA} es mayor que cuando la condensación era mediante agua (ver figura 4.7b).

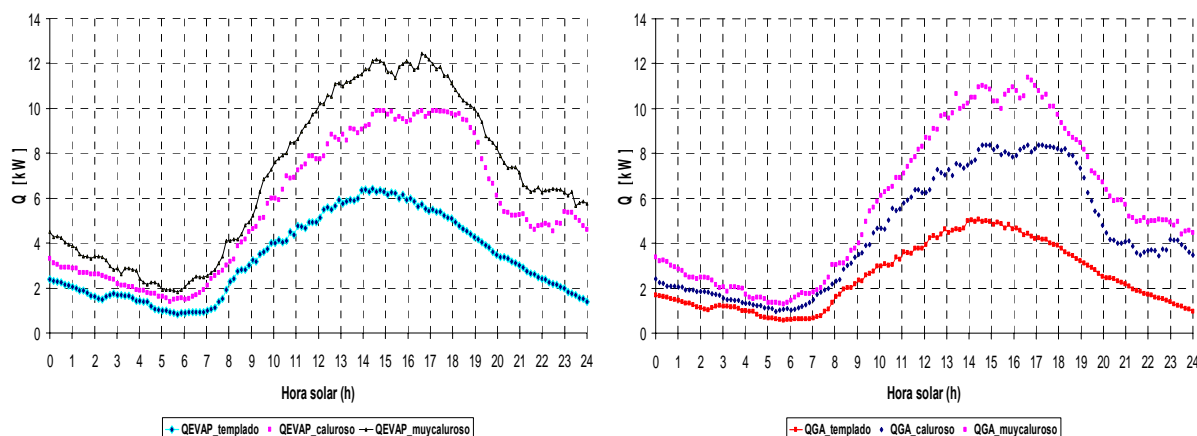


Figura 5.7. Evolución de la potencia en el evaporador (a) y en el GA (b).

También las potencias caloríficas que son necesarias evacuar en el condensador (\dot{Q}_{COND}) y en el absorbedor (\dot{Q}_{ABS}) son superiores a las evacuadas en la condensación por agua (figura 5.8).

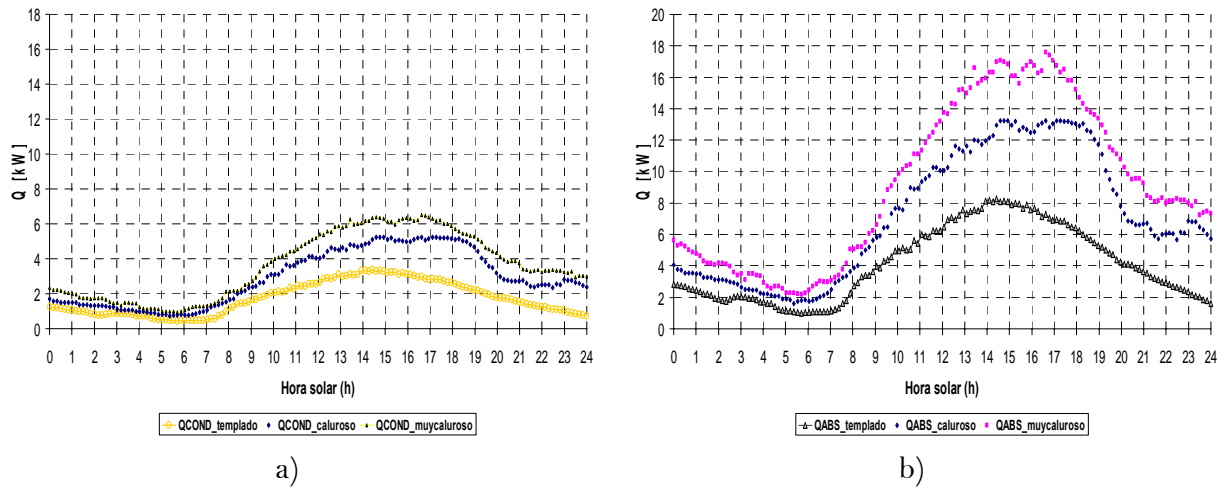


Figura 5.8. Evolución de la potencia en el condensador (a) y en el absorbedor (b).

➤ Temperaturas inicial y final de ebullición en los dos generadores

Las temperaturas de inicio de la ebullición del refrigerante en los generadores de alta y baja temperatura (figura 5.9) son claramente superiores a las obtenidas en la condensación por agua (ver figura 4.9). Esto se percibe con más claridad, p.e, comparando la temperatura final de ebullición: en condensación por agua para el día templado (el máximo estaba en 113°C); en el caso de condensación por aire, la temperatura final de ebullición máxima es de 156,5°C (figura 5.10). Para el día más caluroso la temperatura final de ebullición es 188,3°C.

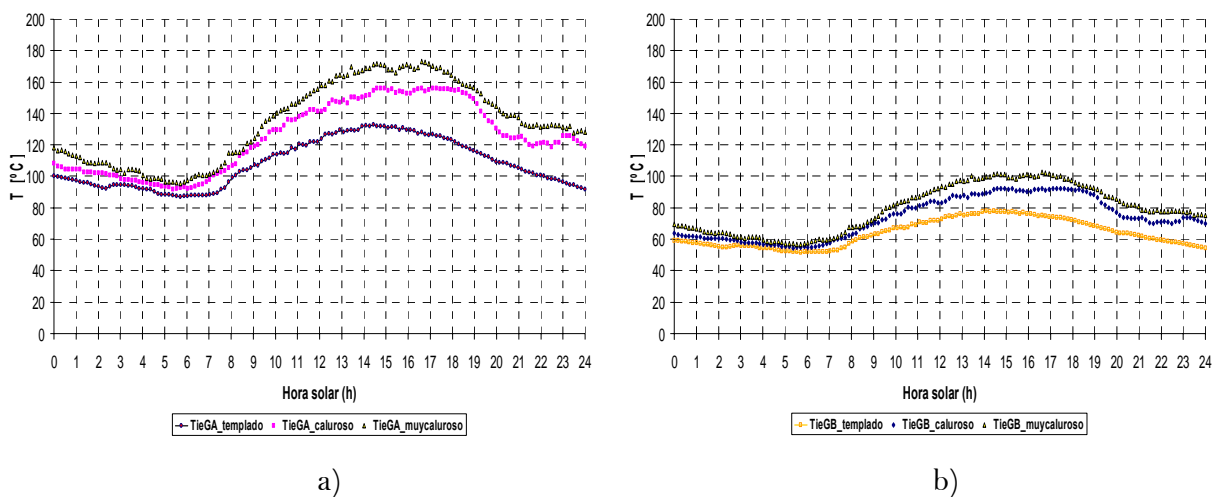


Figura 5.9. Evolución de la temperatura inicial de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).

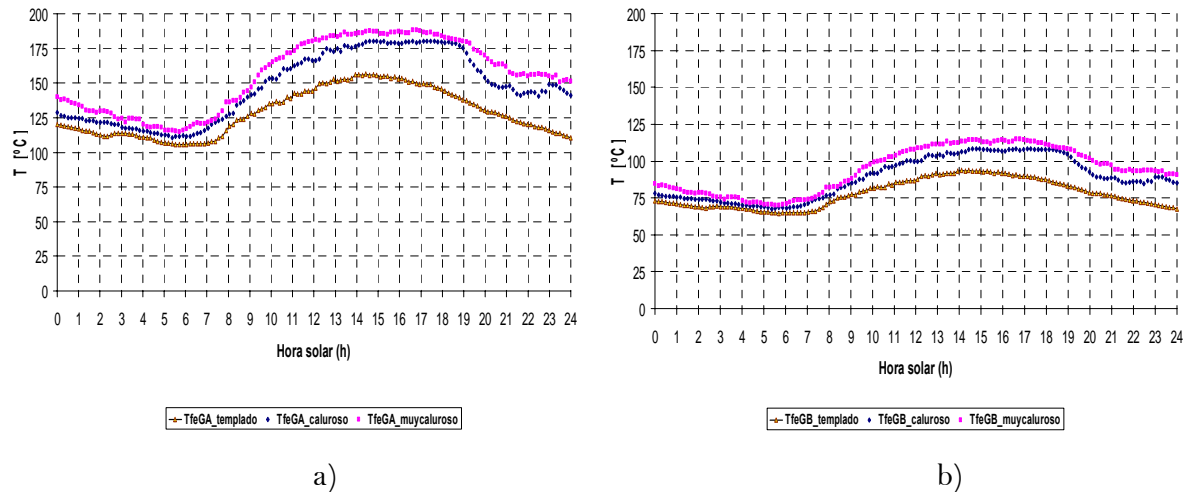


Figura 5.10. Evolución de la temperatura final de ebullición en el GA (a) y en el GB (b).

➤ COP

En la figura 5.11 se muestra la variación del coeficiente de operación de la máquina durante su funcionamiento durante los tres días. El COP disminuye significativamente respecto a la condensación por agua. Para la temperatura más alta del día templado, el valor del COP es algo menor de 1,2, mientras que para la misma temperatura en condensación por agua llegaba a 1,4 (véase figura 4.11).

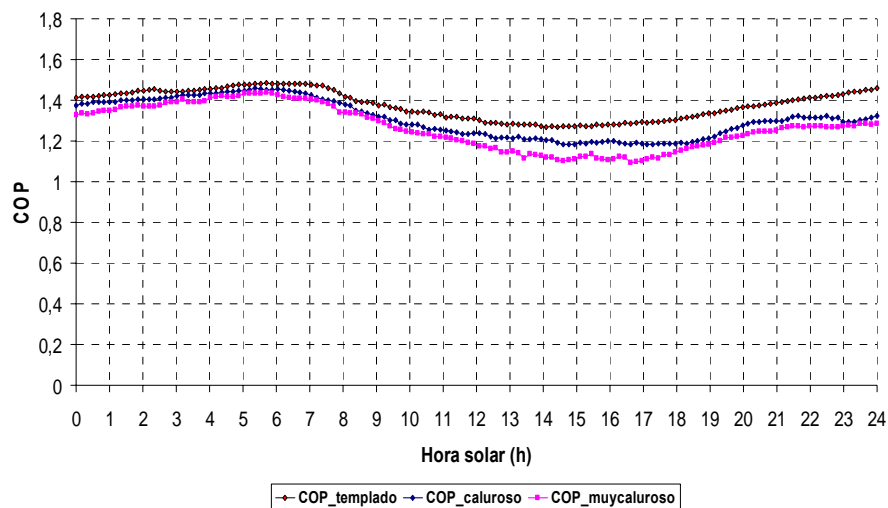


Figura 5.11. Evolución del COP de una máquina de doble efecto condensada por aire.

A continuación se muestra la variación del COP frente a la temperatura del GA y frente a la temperatura de condensación. Las figuras 5.12a y 5.12b se han calculado

para una concentración constante a la salida de los generadores, mientras aumenta la temperatura exterior y, por tanto, la temperatura de condensación.

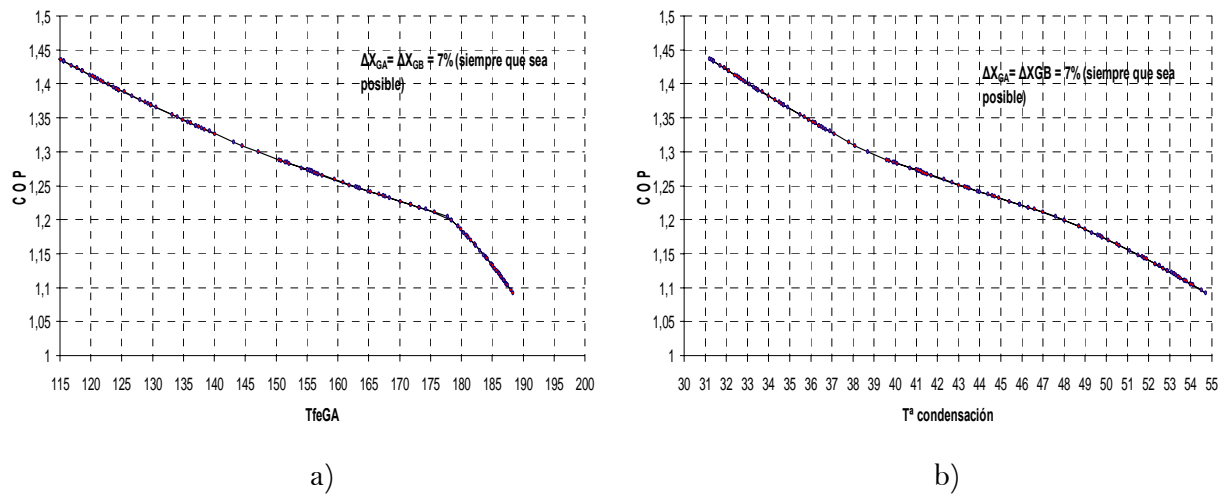


Figura 5.12. Evolución del COP en función de la temperatura final de ebullición del GA (a) y de la temperatura de condensación (b)

Si se compara el comportamiento del COP en condensación por agua en función de la temperatura de generación (figura 4.12a) se obtiene que para conseguir el mismo COP la temperatura del GA en condensación por aire debe ser superior (figura 5.12a). Se aprecia claramente el descenso en el COP de la máquina cuando la temperatura final del GA es alta y se aproxima a la zona de cristalización. En estos casos la concentración de la disolución se incrementa en menor medida generando menos refrigerante y disminuyendo su COP. Asimismo se percibe el ligero cambio en la pendiente de las curvas (más visible en la figura 5.12b) debido al aumento en la temperatura de evaporación a partir de una temperatura exterior de 27°C.

Algo similar ocurre al analizar la evolución del COP frente a la temperatura de condensación (figura 5.12b). Comparándola con la evolución para el caso de condensación por agua (figura 4.12b) la temperatura de condensación es superior en condensación por aire, para un mismo COP.

➤ Caudal de disolución a través de los dos generadores y caudal total de refrigerante

En el capítulo 4 se ha demostrado la influencia del *reparto de caudales de disolución* entre los dos generadores en la eficiencia del funcionamiento de la máquina. En este caso como puede apreciarse en la figura 5.13, el caudal que circula por el GA es mayor

que el que circula a través del GB. Esto es lógico, ya que la disolución en ambos generadores se concentra lo mismo, y el GA es el que recibe mayor tasa de transferencia de calor. Este resultado es similar a la máquina condensada por agua donde el caudal mayor también era el que circulaba por el GA (figura 4.13).

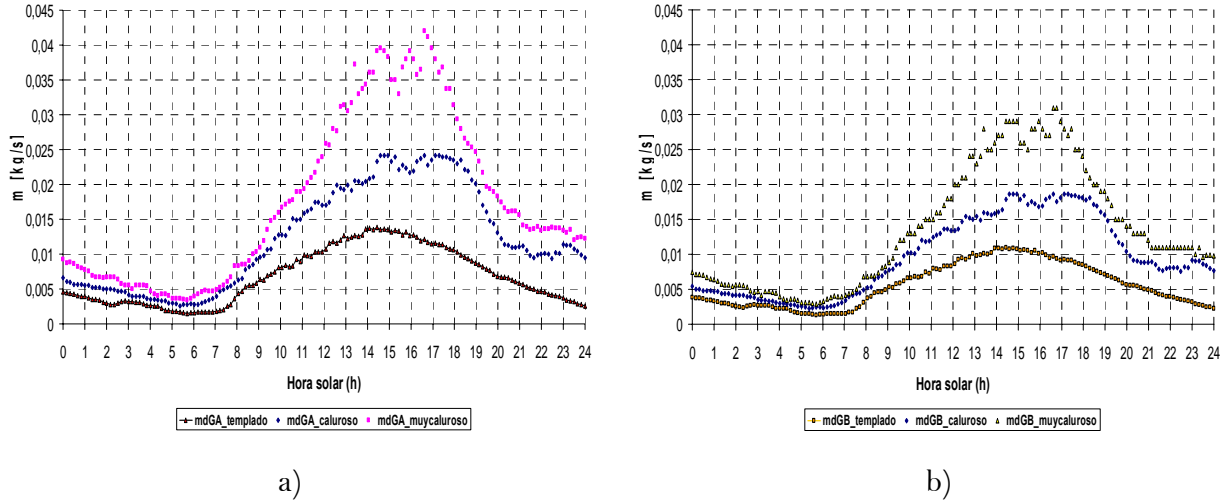


Figura 5.13. Evolución de los caudales de disolución en el GA (a) y en el GB (b).

En la figura 5.13 se aprecia que, cuando la temperatura exterior es muy alta, los caudales de disolución aumentan claramente. Esto se debe a una cuestión ya mencionada con anterioridad en este capítulo: el límite impuesto a la concentración de sal (65%) en la disolución que retorna al absorbedor. Este límite se establece para evitar que la disolución pueda llegar a cristalizar. Esto supone que, para determinados casos (los que ocurren a mayor temperatura), el incremento de la disolución en los generadores ya no puede alcanzar el 7%. Por lo tanto, es necesario aumentar el caudal de disolución a través de ellos para que la disolución se concentre menos.

Por otro lado, el caudal total de refrigerante producido en los dos generadores (\dot{m}_r) es máximo cuando más calor hace en el exterior, ya que es cuando más frío se necesita generar. En este caso, el máximo caudal de refrigerante se produce para el punto de máxima carga térmica, es decir, 6,4, 10 y 12,4 kW. Esto ocurre alrededor de las 15-17 horas solares para los tres días de verano seleccionados.

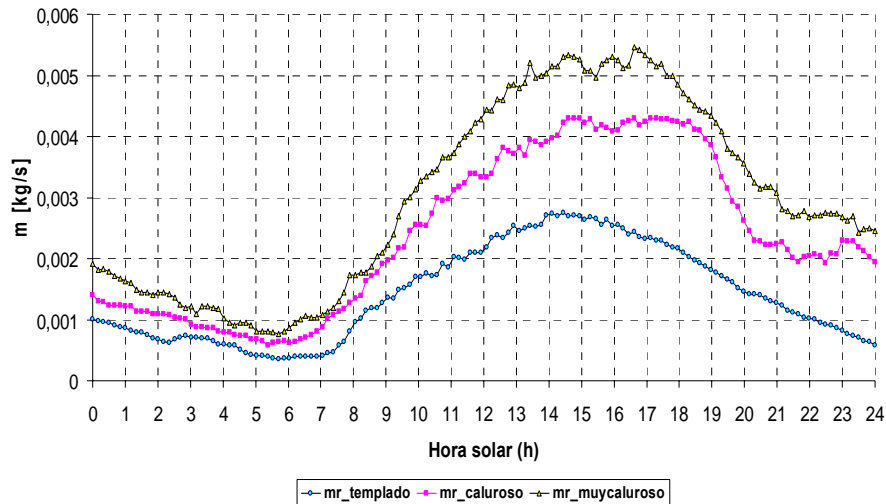


Figura 5.14. Evolución del caudal de refrigerante total producido.

El caudal de refrigerante necesario para absorber la máxima carga térmica para el día templado es alrededor de 0,0028 kg/s, ligeramente superior al obtenido en el caso de condensación por agua, 0,0027 kg/s. En el caso del día más caluroso este caudal casi se duplica, alcanzando 0,0054 kg/s.

➤ Relación (\dot{m}_d / \dot{m}_r) y caudal de aire del ventilador

La relación entre los caudales de disolución entrante en los generadores y los caudales de refrigerante (\dot{m}_d / \dot{m}_r) es superior en condensación por aire (figura 5.15) que en condensación por agua (figura 4.15). Esto implica que para producir la misma cantidad de refrigerante se necesita mayor caudal de disolución.

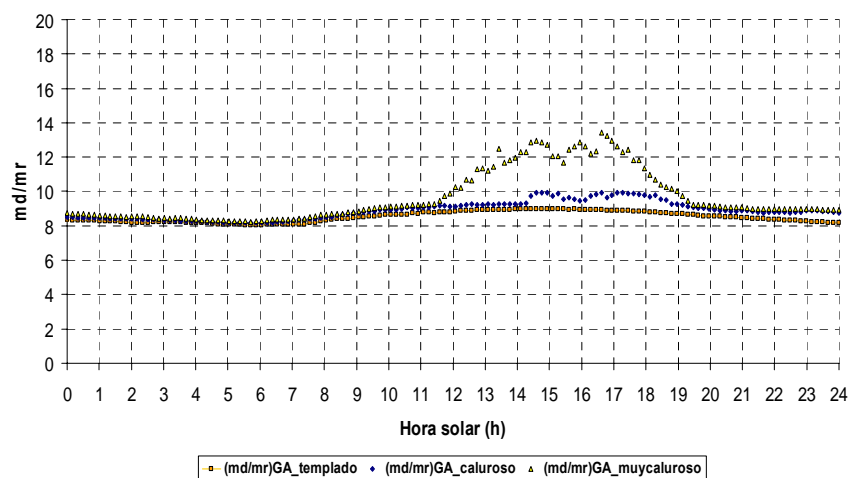


Figura 5.15. Evolución de la relación entre caudal de disolución/caudal de refrigerante en los generadores.

La relación entre el caudal de disolución y el caudal de refrigerante que producen los generadores (figura 5.15) es muy similar para los dos primeros días analizados. Sin embargo para el día más caluroso la relación aumenta en la horas de más temperatura debido al límite impuesto en la concentración de la disolución (65%).

Por otra parte el caudal del aire del ventilador para refrigerar el absorbedor y el condensador aparece reflejado en la figura 5.16.

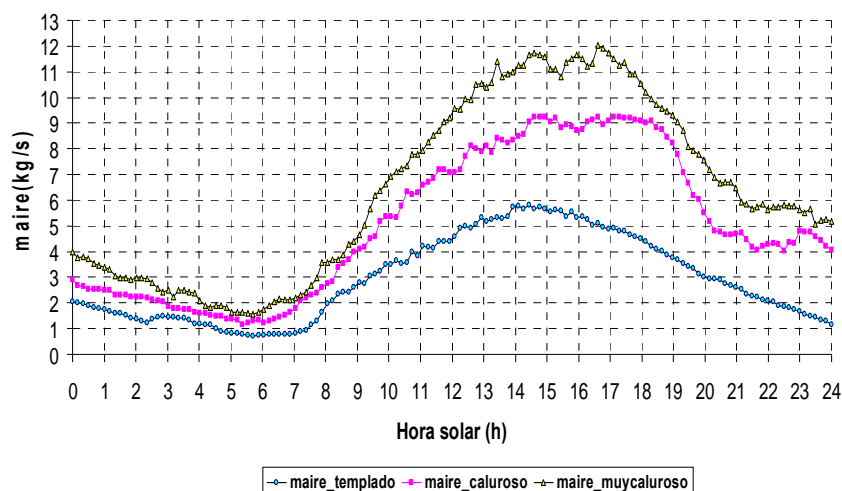


Figura 5.16. Evolución del caudal del aire del ventilador.

El caudal del aire del ventilador para el día más caluroso alcanzó 12 kg/s.

5.3.2 Resultados estacionales

En este apartado se muestra la respuesta de la máquina para todos los días de la temporada de aire acondicionado. En este apartado se muestra el calor diario transferido por el absorbedor, q_{ABS} , y por el condensador, q_{COND} , la evolución diaria del frío producido, q_{EVAP} , el calor aportado al generador, q_{GA} y el COP resultante, para el período que abarca desde el 1 de mayo hasta el 30 de septiembre. El horario de uso del aire acondicionado para cada día ha sido de 10:00 a 22:00 horas.

La evolución de la temperatura máxima y mínima para la temporada de climatización aparece representada en la figura 4.17 del apartado 4.2.4. La carga térmica a cubrir es la misma que en condensación por agua (figura 4.19) para así poder comparar la respuesta de ambas máquinas. A continuación en la figura 5.17 se representa el calor de absorción y condensación diarios que extrae el ventilador.

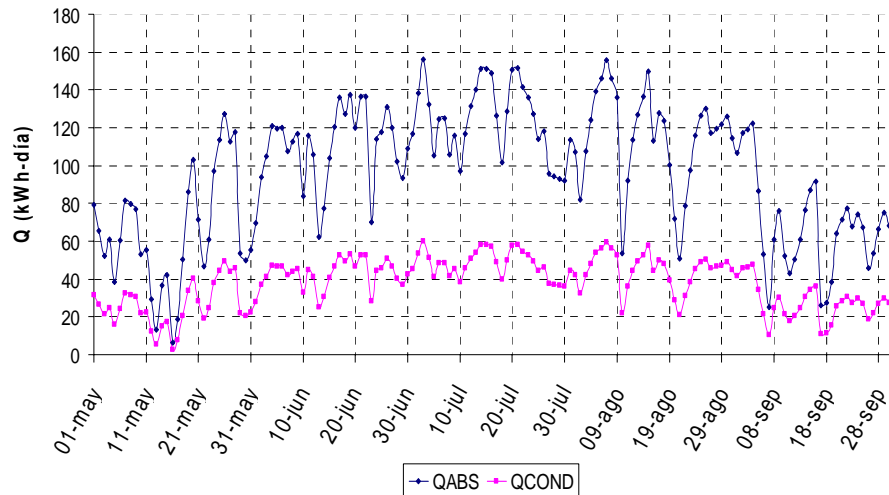


Figura 5.17. Calor de absorción y condensación diario para el período de climatización.

Comparando la figura 5.17 con la 4.18 se comprueba que el calor de absorción y condensación es mayor en condensación por aire.

Por otra parte, el calor diario a aportar en el generador para la temporada (figura 5.18) también es diferente al aportado en condensación por agua (figura 4.20).

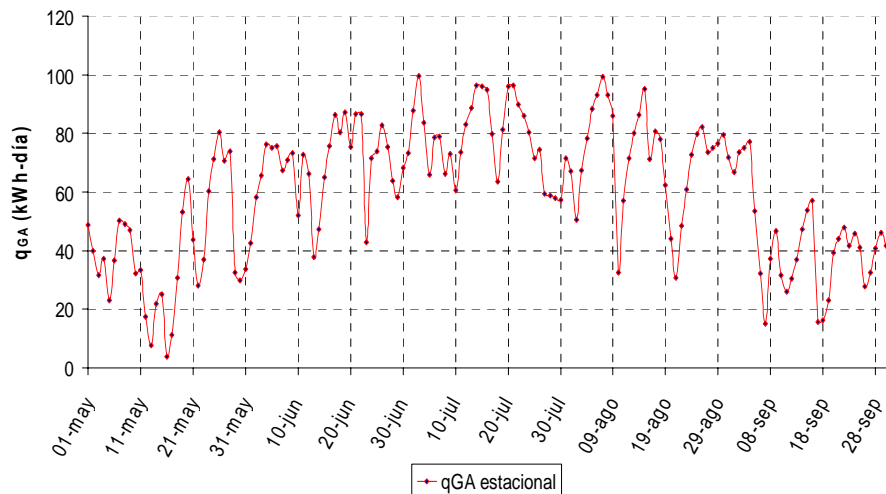


Figura 5.18. Energía calorífica diaria transferida al generador de alta temperatura.

5.3.3 Influencia del consumo de los equipos auxiliares sobre el COP

El COP estacional es representado, al igual que en condensación por agua, de tres modos diferentes:

1. COP que no incluye el consumo eléctrico de los equipos auxiliares.
2. COP incluyendo los consumos eléctricos.
3. COP incluyendo el consumo eléctrico referido a la energía primaria.

Para estimar el consumo eléctrico de la máquina se han tomado datos de la máquina de absorción marca Broad de doble efecto. Para la máquina condensada por agua (modelo Broad BCT16) se obtuvo en el capítulo 4 un consumo eléctrico de alrededor de 0,85 kW. El consumo eléctrico de la máquina condensada por aire se puede considerar similar al consumo de la condensada por agua. Por tanto aplicando este consumo eléctrico a las expresiones 4.45 y 4.46 se obtienen los COP's incluyendo el consumo eléctrico y el de energía primaria para producir dicha electricidad.

En la figura (5.19) se presentan los tres COP para la temporada de refrigeración:

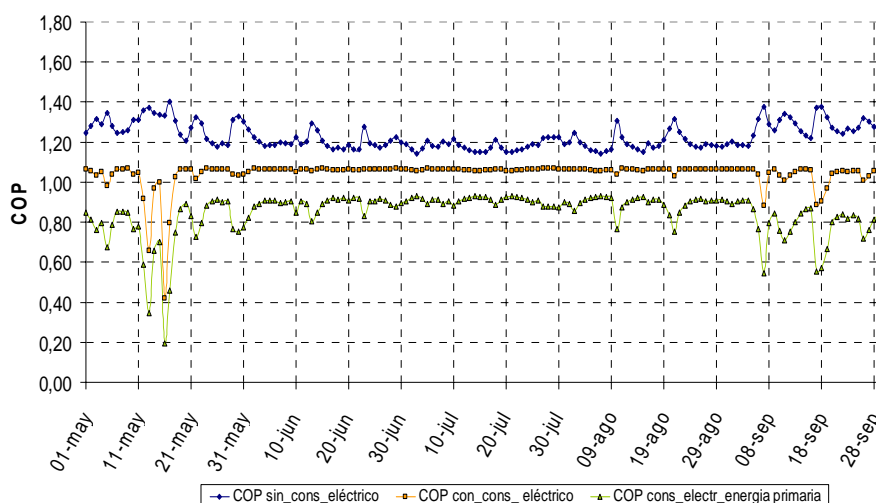


Figura 5.19. COP sin consumo eléctrico; COP incluyendo consumo eléctrico; y COP incluyendo consumo eléctrico referido a energía primaria.

El consumo eléctrico de la máquina es el mismo independientemente de la carga térmica que la máquina tenga que cubrir. Esto implica que cuando la carga es baja (funcionamiento a carga parcial) el peso del consumo eléctrico sobre la eficiencia es mayor y por tanto el COP disminuye. Comparando las figuras 5.19 y 4.23 se obtiene que el COP estacional en condensación por aire es aproximadamente el 11,5 % inferior al de condensación por agua.

5.4 Conclusiones

En este capítulo se ha modelizado y simulado una máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire funcionando, por un lado, tres días diferentes representativos de todo un verano y, por otro lado, la temporada completa de refrigeración. Las conclusiones obtenidas han sido las siguientes:

- A la hora de modelizar y simular el funcionamiento de la máquina de doble efecto condensada por aire, se ha optado por refrigerar el absorbedor y el condensador *en serie*. Este sistema de enfriamiento elegido tiene dos ventajas:
 - Disminuye la temperatura de absorción.
 - Reduce el tamaño de la máquina.
- Se ha verificado que el incremento de concentración en la disolución que maximiza el COP de la máquina es aproximadamente entre 11,5% y 11,9%. No obstante, se ha comprobado que concentrar el 7% supone un descenso en la eficiencia del ciclo de solo un 0,03%, siempre que el límite de cristalización no lo impida.
- Para la máxima carga térmica, 12,4 kW se obtuvieron los siguientes resultados:
 - La temperatura máxima de la disolución a la salida del GA, también denominada temperatura final de ebullición, ha sido de 188,3 °C frente a los 147°C requeridos en condensación por agua.
 - El caudal de refrigerante es 19,4 kg/h, frente a los 19,1 kg/h de la condensación por agua.
 - El caudal del aire del ventilador alcanzó 12 kg/s.
 - El valor del COP de la máquina funcionando en estas condiciones fue de 1,1; un 16,5 % menos que en el funcionamiento con condensación por agua.
- Por último, se ha calculado el COP estacional incluyendo y sin incluir el consumo eléctrico de la máquina, obteniendo los siguientes resultados:
 - COP estacional medio sin contar el consumo eléctrico: 1,2.
 - COP estacional medio incluyendo el consumo eléctrico: 1.
 - COP estacional medio incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria: 0,8.

Capítulo 6

6 MODELO EXPERIMENTAL

En este capítulo se describen los dos prototipos de máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensadas por aire, sobre los que se han realizado los experimentos. En primer lugar se realiza una descripción de los componentes que integran el primero de los prototipos, señalando sus características y su disposición. También se identifican y agrupan las variables más importantes que influyen en el funcionamiento de ambos prototipos, especificando el rango de operación de cada una de ellas y el procedimiento empleado para su obtención. Asimismo se detalla la ubicación de los sensores que se ocupan de medir estas variables.

6.1 *Introducción*

Con el fin de verificar los resultados obtenidos en la simulación teórica efectuada en el capítulo anterior se han construido dos prototipos de máquina de absorción de doble efecto condensados por aire. El primero de ellos, emplea como energía motriz del GA calor transferido mediante un aceite térmico; y ha sido construido con cargo al proyecto PROFIT:140100-2001-118, dirigido por el Instituto C.C. Eduardo Torroja (CSIC) y en colaboración con el Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid. El segundo usa un GA de llama directa mediante un quemador de GLP's y ha sido construido con cargo al contrato confidencial AN50-05 con una empresa privada. Ambos prototipos han sido montados e instalados en el Laboratorio de Bombas de Calor del Instituto C.C. Eduardo Torroja (CSIC), situado en Arganda del Rey, Madrid. El primero de los prototipos (PI) ha sufrido diversas modificaciones en su estudio experimental. La más reseñable ha sido la sustitución del absorbedor de gotas por otro adiabático. Este cambio ha sido subvencionado por el Proyecto ENE2005-08255-CO2-01. El segundo prototipo (PII) es una evolución mejorada del primero. Por estar sometido este prototipo a un contrato de confidencialidad no se puede describir con mucho detenimiento algunos de sus componentes, aunque sí se ofrecerá en el capítulo 7 la respuesta obtenida con el mayor detalle posible. El diseño de los experimentos se ha llevado a cabo en condiciones extremas de temperatura, con la intención de poner a prueba los dos prototipos.

6.2 Descripción del Prototipo I (PI)

La instalación experimental consiste en un prototipo de máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensado por aire, con los componentes auxiliares que posibilitan su funcionamiento (bombas, ventilador, tanque de aceite térmico, resistencias eléctricas, etc.) y con el equipo de instrumentación necesario. Se ha diseñado de acuerdo con las condiciones de operación de un sistema de refrigeración por absorción de doble efecto para una producción frigorífica de 10 kW, con una temperatura de evaporación de entre 8 y 14 °C, y utilizando aire como el medio condensante. En la figura 6.1 se muestra una imagen del prototipo instalado en el *Laboratorio de Bombas de Calor*.



Figura 6.1. Prototipo de máquina de absorción de LiBr/agua de doble efecto condensado por aire de 10 kW.

Con este prototipo se ha pretendido hacer realidad el diseño de una máquina de absorción de alta eficiencia compacta, adecuada para instalarse en viviendas; y adecuada asimismo para otras aplicaciones con un *uso indirecto* del combustible, como pueden ser: instalaciones en edificios que utilicen grupos electrógenos o en vehículos como autobuses o camiones. El absorbedor, el subenfriador y el condensador son refrigerados en serie mediante un flujo forzado de aire. El absorbedor es considerado “adiabático” ya que la disolución es refrigerada en un intercambiador de calor que se encuentra en el exterior, por el que se hace circular en primer lugar el aire forzado (ver apartado 5.2.2). El subenfriador y el condensador están situados en la zona superior del prototipo muy cerca del ventilador circulando a través de ellos el aire forzado en último lugar (figura 6.2).

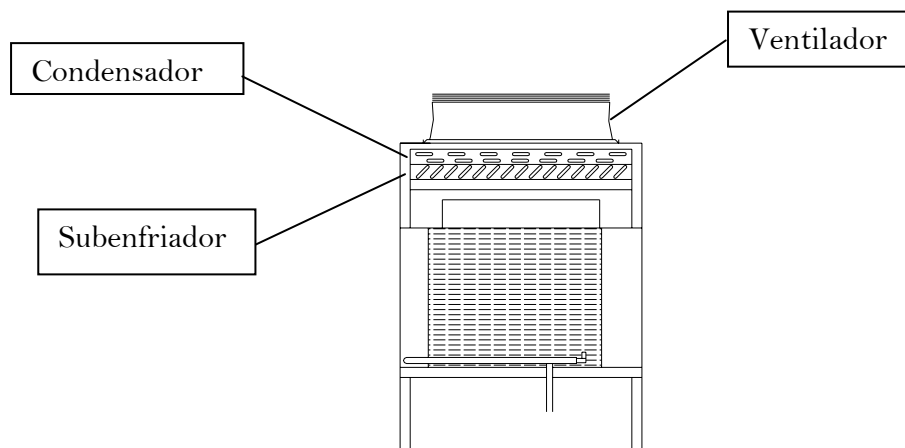


Figura 6.2. Vista posterior del prototipo indicando la posición del ventilador, condensador y subenfriador.

El prototipo consta de un generador de alta temperatura consistente en un intercambiador de placas compacto (figura 6.3). Es un generador, por tanto, de *tipo indirecto* en el cual la disolución de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ es calentada mediante un aceite térmico (fuente de calor del prototipo) procedente de un depósito que contiene unas resistencias eléctricas en inmersión. El hecho de que las placas sean corrugadas mejoran la transferencia de calor hasta 6 veces respecto a una placa plana, pero por otro lado, aumenta la caída de presión hasta 100 veces (Thonon et al., 1995).

La temperatura de entrada del aceite térmico al GA se controla actuando sobre unas resistencias eléctricas.



Figura 6.3. Generador de alta temperatura del prototipo.

La transferencia de calor del aceite produce la ebullición de la disolución. A la salida del GA la disolución concentrada retorna al absorbedor mientras que el vapor refrigerante

accede al GB (figura 6.4) donde condensa, entregando su calor latente para hacer hervir la disolución que circula por el circuito de disolución diluida del intercambiador. Este vapor, producido en el GB, se condensa mediante circulación forzada de aire en un intercambiador de carcasa y tubos, denominado subenfriador.



Figura 6.4. Generador de baja temperatura del prototipo.

A la salida del condensador, el refrigerante, ya en estado líquido, es conducido al evaporador a través de una válvula de expansión (figura 6.5). A la salida del subenfriador, el refrigerante líquido, es conducido al evaporador a través de otra válvula de expansión. En total son dos las válvulas de expansión que vierten refrigerante procedente de los dos generadores sobre el evaporador. El refrigerante cederá su calor latente al refrigerante secundario que circula por el interior del serpentín del evaporador (agua) y se evaporará siendo absorbido por la disolución concentrada de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ que procede asimismo de los generadores.



Figura 6.5. Válvula de expansión del prototipo a la entrada del evaporador.

El prototipo se ha construido en el interior del laboratorio para poder simular condiciones máximas de verano, incluso trabajando en período invernal. Esto, se consigue mediante la regulación de la temperatura en el interior del laboratorio merced al aire caliente procedente del absorbedor y del condensador y que, al quedarse dentro del interior del local, permite aumentar la temperatura. De este modo se consiguieron temperaturas de funcionamiento desde 35°C hasta próximas a los 45°C .

6.3 Variables del proceso experimental

Para evaluar el funcionamiento de los prototipos en condiciones de trabajo diversas es necesario dotarlos de una serie de sensores, que proporcionen los valores adoptados por las principales variables termodinámicas.

Las magnitudes que se miden directamente son temperaturas, presiones y caudales. Se mide la temperatura (T) en 12 puntos, la presión (P) en 4 puntos y los caudales (M) en 6 puntos (figura 6.6).

Los sensores de temperatura han sido colocados en los siguientes puntos:

- En las 4 entradas y salidas del GA (T_1 , T_2 , T_4 y T_5).
- En las 4 entradas y salidas del recuperador de alta temperatura (T_3 , T_4 , T_6 y T_7).
- En la salida del refrigerante condensado en el GB (T_8).
- En la disolución diluida a la salida del absorbedor (T_3).
- En la entrada y salida al intercambiador de calor del absorbedor (T_9 y T_{10}).
- En la entrada y salida del agua de refrigeración al evaporador (T_{11} y T_{12}).

- En la salida del aire que circula a través del absorbedor y el condensador (T_{13}).
- En el laboratorio para medir la temperatura ambiente (T_{14}).

Los sensores de presión han sido a su vez instalados:

- En la entrada y salida de la disolución al GA (P_1 y P_2).
- En la salida de la disolución al GB (P_3).
- En el interior del conjunto absorbedor-evaporador (P_4).

Por último, los 6 transductores de caudal ultrasónicos han sido instalados:

- En el circuito del aceite térmico a su paso por el GA (M_1).
- En el circuito de la disolución a su paso por el recuperador y GA (M_2).
- En el circuito de la disolución a su paso por el recuperador y generador de baja (M_3).
- En el circuito de la disolución a su paso por el intercambiador de calor del absorbedor (M_4).
- En el circuito de la disolución concentrada a su paso por el recuperador de alta temperatura en su vuelta al absorbedor (M_5).
- En el circuito del agua de refrigeración a su paso por el evaporador (M_6).

También se han instalado dos visores (V_1 y V_2) a la salida de la disolución del generador de alta y de baja temperatura con el fin de visualizar el paso del vapor refrigerante producido. Asimismo se ha medido la potencia eléctrica proporcionada por el conjunto de resistencias mediante un polímetro.

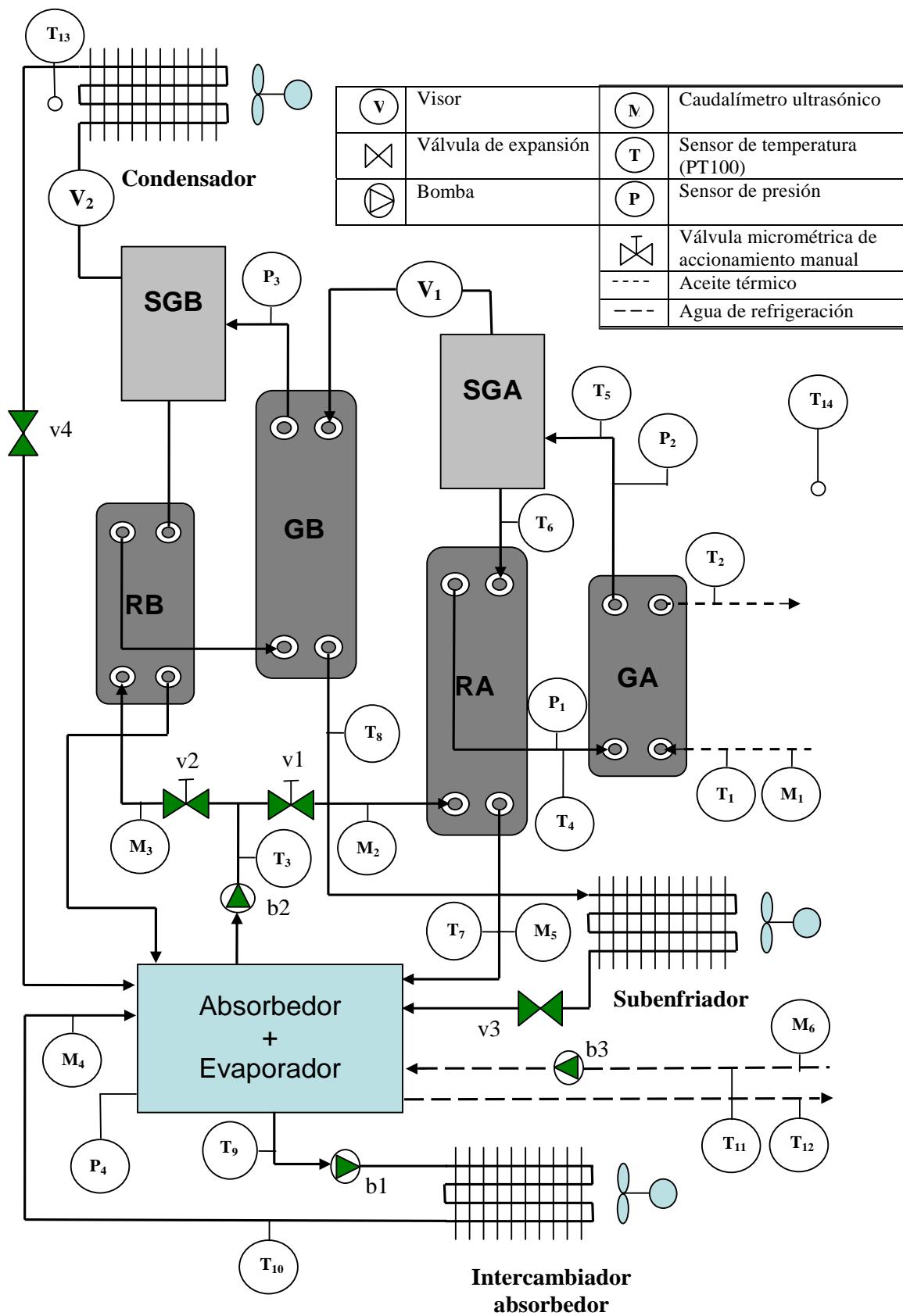


Figura 6.6. Esquema general del prototipo con la situación de los sensores.

En el tratamiento de las diferentes variables, éstas se han agrupado considerando los siguientes criterios:

- *De evaluación:* aquellas que permiten valorar la bondad de los procesos sometidos a estudio y, por ende, conducirán a las conclusiones del experimento. Entre ellas se distinguen:
 - ✓ *Manipuladas:* aquellas variables sobre las que es posible actuar. Serán las que fijan las series de experiencias a realizar.
 - ✓ *De seguimiento:* aquellas variables sobre las que no es posible actuar directamente. Sus valores numéricos se calculan, bien mediante su medida a través de un sensor, o bien calculados en función de otras variables.
- *De control:* aquellas que permiten asegurar el funcionamiento estable en los márgenes de diseño del experimento.

Las variables que directamente aparecen involucradas en el funcionamiento del prototipo:

- Caudal del aceite térmico (\dot{m}_{ac}).
- Caudal de la disolución de entrada (\dot{m}_{de_GA}) y salida (\dot{m}_{ds_GA}) al GA.
- Caudal del refrigerante producido (\dot{m}_{r_GA}) en el generador de alta.
- Caudal del refrigerante total (\dot{m}_r).
- Temperaturas de entrada y salida del aceite (T_{e_ac}, T_{s_ac}) y de la disolución (T_{de_GA}, T_{ds_GA}) al GA.
- Presiones de entrada y salida al GA (P_{e_GA}, P_{s_GA}), y de salida del GB (P_{s_GB}).
- Concentración de la disolución a la salida del GB (X_{GB}).
- Título o calidad del vapor generado en el GA (x).
- Potencia desarrollada por las resistencias eléctricas (\dot{Q}_{res}).
- Potencia en el GA (\dot{Q}_{GA}).
- Área total de intercambio (A_r).
- Coeficiente de transferencia de calor del aceite (α_{ac}) y de la disolución (α_d).
- Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador (U).
- Potencia calorífica intercambiada en el evaporador (\dot{Q}_{EVAP}), en el absorbedor (\dot{Q}_{ABS}), en el condensador (\dot{Q}_{COND}) y en el GB (\dot{Q}_{GB}).

- Temperatura final de ebullición en el generador de baja (T_{feb_GB}).
- Temperatura ambiente (T_{amb}) y temperatura de condensación (T_{COND}).
- Caudal de disolución a través del intercambiador de calor del absorbedor (\dot{m}_{ABS}) y de entrada al generador de baja temperatura (\dot{m}_{de_GB}).
- Caudal del agua de refrigeración (\dot{m}_{ar}).

En virtud de los criterios expuestos al inicio del apartado agruparemos dichas variables del siguiente modo:

- Variables manipuladas: \dot{m}_{de_GA} , T_{amb} , \dot{Q}_{res} , \dot{m}_{de_GB} .
- Variables de seguimiento:
 - ✓ Calculables: \dot{m}_{r_GA} , \dot{m}_r , x , α_{ac} , α_d , U .
 - ✓ Medibles: \dot{m}_{ac} , \dot{m}_{ABS} , \dot{m}_{ds_GA} , \dot{m}_{ar} , T_{e_ac} , T_{s_ac} , T_{de_GA} , T_{ds_GA} , P_{e_GA} , P_{s_GA} , P_{s_GB} , \dot{Q}_{GA} , \dot{Q}_{EVAP} , \dot{Q}_{ABS} , \dot{Q}_{COND} , \dot{Q}_{GB} .
- Variables de control: T_{feb_GB} , T_{COND} , X_{GB} .

6.3.1 Variables manipuladas

En este apartado se especifica y justifica el rango de operación de las variables sobre las que se actúa directamente. Además se analizan sus efectos sobre el funcionamiento del GA, detallando el procedimiento experimental llevado a cabo con cada una de ellas. Toda esta información se detalla en la tabla 6.1.

Tabla 6.1. Variables manipuladas

	Rango de operación	Procedimiento experimental	Información adicional
\dot{m}_{de_GA} (kg/s)	0,12 – 0,15	- Variación de T_{amb} con \dot{m}_{de_GA} constante - Variación de \dot{m}_{de_GA} con T_{amb} constante ¹ .	La variación de \dot{m}_{de_GA} se efectúa a través de una válvula micrométrica
T_{amb} (°C)	30 – 45	Descrito para \dot{m}_{de_GA}	El Prototipo I se encuentra en el interior del laboratorio. Por ello ha sido posible obtener temperaturas de 45°C
\dot{Q}_{res} (kW)	0 – 11,4	- Una sola resistencia activada: 0- 5,7 kW - Dos resistencias activadas: 0- 11,4 kW	La temperatura del aceite térmico actúa directamente sobre la cantidad de refrigerante producido
\dot{m}_{de_GB} (kg/s)	0,15 – 0,12	Similar al de \dot{m}_{de_GA}	Esta variable es complementaria a \dot{m}_{de_GA}

¹ Este caso no está contemplado en el ensayo presentado en el cap. 7.

6.3.2 Variables de seguimiento

En este apartado se definen las variables que, si bien pueden medirse, no se actúa directamente sobre ellas. En la tabla 6.2 se define para cada variable su rango de operación y el procedimiento de obtención, así como información adicional que se juzga de interés.

Tabla 6.2. Variables de seguimiento.

	Rango de operación	Procedimiento de obtención	Información adicional
\dot{Q}_{GA} (kW)	6,5 – 9,5	- Mediante medida de T_{e_ac} , T_{s_ac} y \dot{m}_{ac}	La variación de \dot{m}_{de_GA} se efectúa a través de una válvula micrométrica
$\dot{m}_{r_GA} \cdot 10^{-3}$ (kg/s)	0,91 – 2	-Mediante la diferencia entre \dot{m}_{de_GA} y \dot{m}_{ds_GA}	El \dot{m}_{ds_GA} es medido en el retorno de la disolución al absorbedor
$\dot{m}_r \cdot 10^{-3}$ (kg/s)	1,4 – 3	- Mediante la medida de T_{e_ar} , T_{s_ar} y calculando \dot{Q}_{EVAP}	También se calcula sumando $\dot{m}_{r_GA} + \dot{m}_{r_GB}$
x (%)	0,65 – 1,4	-Mediante la división de \dot{m}_{r_GA} entre \dot{m}_{de_GA}	
\dot{m}_{ac} (kg/s)	0,81 – 0,83	- Mediante la medida directa con un caudalímetro ultrasónico	Las variaciones que presenta son debidas a la variación de la viscosidad con la temperatura
T_{e_ac} (°C)	158 – 170	- Mediante la medida directa con una Pt100	
T_{s_ac} (°C)	162 – 175	- Mediante la medida directa con una Pt100	
T_{de_GA} (°C)	129 – 144	- Mediante la medida directa con una Pt100	
T_{ds_GA} (°C)	140 – 151	- Mediante medida directa con una Pt100	
P_{e_GA} (bar)	0,9 – 1,3	- Mediante medida directa con un transductor de presión	El sensor de presión se conecta a un aislador térmico para soportar altas temperaturas
P_{s_GA} (bar)	0,7 – 1,1	- Medida directa con sensor de presión	“
P_{s_GB} (mbar)	70 – 130	“	“
\dot{m}_{ds_GA} (kg/s)	0,119 – 0,128	- Mediante medida directa con un caudalímetro ultrasónico	
\dot{m}_{ABS} (kg/s)	0,24	- Mediante medida directa con un caudalímetro ultrasónico	Este caudal fue constante
\dot{m}_{ar} (kg/s)	0,6	- Mediante la medida directa con un caudalímetro ultrasónico	Este agua procede de un tanque de 1000 litros
\dot{Q}_{EVAP} (kW)	3 – 6	- Medida directa de T_{e_ar} , T_{s_ar} y \dot{m}_{ar}	
\dot{Q}_{ABS} (kW)	6,9 – 11,2	-Medida directa de T disolución en la entrada y salida del absorbedor	
\dot{Q}_{COND} (kW)	2,6 – 4,3	- Mediante balance energético	

6.3.3 Variables de control

Como ya se ha visto, la principal precaución en el funcionamiento de una máquina de absorción de LiBr/H₂O viene determinada por la formación de cristales en la disolución. Si la máquina se aproxima, en su punto de trabajo, a la zona de cristalización el riesgo de aparición de cristales es real. La formación de estos cristales de LiBr obstruye los conductos y bloquea el paso de la disolución.

El método más simple consiste en disminuir la potencia calorífica aplicada sobre el GA. De este modo se genera menos vapor refrigerante y a menor temperatura, lo cual repercute directamente sobre el GB, concentrándose menos la disolución a su paso.

Una forma eficaz para asegurar el funcionamiento de la máquina alejado de la zona de cristalización consiste en refrigerar la disolución en el absorbedor a una temperatura lo más baja posible. De este modo, la concentración de la disolución en el absorbedor disminuye al ser capaz de absorber más cantidad de vapor refrigerante, y se aleja del límite de cristalización. Este método es muy eficaz en máquinas condensadas por agua. Sin embargo, en las condensadas por aire y en climas cálidos surgen problemas, debido a que la temperatura de condensación puede alcanzar valores muy altos. En estos casos, se suele actuar reduciendo la potencia calorífica transmitida al GA o desviando agua líquida desde el evaporador al absorbedor, con el fin de diluir la disolución. En esta tesis se incluye un sistema que contribuye a alejar el ciclo de funcionamiento de la zona de cristalización (capítulo 5).

A continuación se analizan las variables que ejercen influencia, de un modo directo o indirecto, sobre el control de la cristalización. En este caso no se presentan en una tabla pues requieren de una mayor explicación.

- **Temperatura final de ebullición de la disolución en el generador de baja temperatura:** T_{feb_GB}

- ✓ **Rango de operación**

La temperatura final de ebullición de la disolución en el GB es función de la temperatura de condensación y del caudal de la disolución, así como de la potencia calorífica aplicada en el GA. Cuanto mayor es el caudal menos se concentra la disolución lo cual supone una temperatura final de ebullición menor. Asimismo, la temperatura final de ebullición evoluciona en función de la temperatura de condensación, y varía, para el PI, entre 87 y 96°C.

✓ **Procedimiento de obtención**

Esta temperatura se obtiene a partir de la medida directa a través de un sensor de temperatura de contacto (termopares tipo J).

➤ **Temperatura de condensación:** T_{COND}

✓ **Rango de operación**

La temperatura de condensación está ligada a la variación de la temperatura ambiente exterior. Su repercusión sobre el control de la máquina ha sido descrita en el apartado anterior al hablar de la temperatura final de ebullición. A medida que aumenta la temperatura de condensación el margen para incrementar la concentración de la disolución disminuye. Esto es debido a que el aumento en la temperatura de condensación implica un acercamiento a la zona de cristalización. El rango de operación vendrá marcado por la variación de la temperatura ambiente exterior, y siempre sin perder de vista la proximidad a la zona de formación de cristales. En estos experimentos varía entre 35 y 55°C.

✓ **Procedimiento de obtención**

Esta temperatura se obtiene a partir de la medida de la presión a través de un transductor instalado a la entrada al condensador. Entrando con esta presión en el diagrama de Dühring se consigue el valor de la temperatura de condensación. El transductor de presión opera entre 0-250 mbar.

➤ **Concentración de la disolución a la salida del GB:** X_{GB}

✓ **Rango de operación**

Para evitar el riesgo de cristalización es necesario que la concentración a la salida del GB nunca supere el 65%. La propia configuración del absorbedor y del condensador en el diseño del prototipo favorece el alejamiento de la zona de cristalización. La concentración oscila, durante la serie de experimentos, dentro de un rango mucho más pequeño del esperado¹: 57 ÷ 59%. Como medida de precaución se ha adoptado una concentración baja para asegurar que la zona de trabajo esté siempre alejada de la de

¹ Las consecuencias del bajo incremento de la concentración son discutidas en el capítulo 7°.

cristalización. Esto supone como contrapartida, elevar unos grados la temperatura de evaporación para la misma temperatura de absorción.

✓ Concentración de la disolución concentrada

El incremento de concentración de la disolución en el GB se puede conocer a partir de la temperatura de salida de la disolución y la presión del GB. Para su control se hace necesario conocer los caudales de la disolución diluida a la entrada del GB (\dot{m}_{de_GB}), de la disolución concentrada a la salida del GB (\dot{m}_{ds_GB}) y del refrigerante producido (\dot{m}_{r_GB}) en el GB. Con ellos se obtiene la concentración de la disolución concentrada en su retorno al absorbedor (ver figura 6.7), aplicando la ecuación 4.9 y despejando de ella la concentración a la salida del GB; siendo $\dot{m}_{de_GB} = \dot{m}_8$ y $\dot{m}_{r_GB} = \dot{m}_{r1B}$. Por tanto el control mediante la concentración de salida de la disolución concentrada se efectuará mediante la regulación del caudal de la disolución.

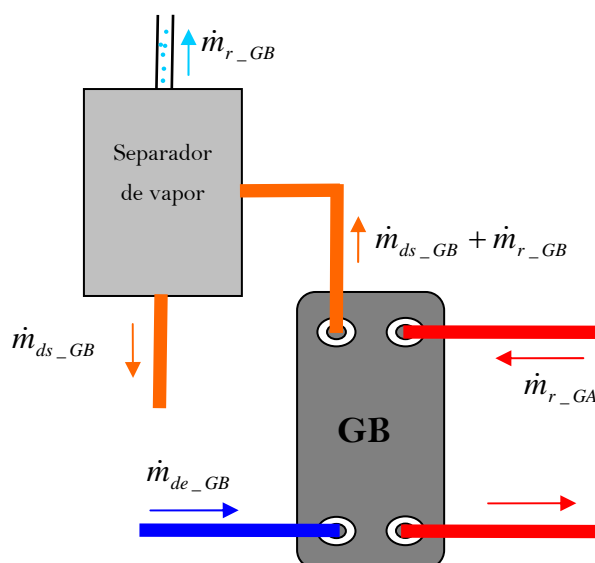


Figura 6.7. Esquema de distribución de caudales en el generador de baja temperatura.

Capítulo 7

7 RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se presentan los resultados experimentales obtenidos con dos prototipos de máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensados por aire. Se muestra, en primer lugar, el protocolo de ensayos efectuado en la puesta en marcha así como la evolución de los principales parámetros de funcionamiento: temperaturas, potencias, caudales, COPs, etc. para diferentes condiciones ambientales. La respuesta obtenida de ambos prototipos es comparada con la resultante de la simulación teórica del capítulo 5, razonando sus diferencias. Asimismo se efectúa una comparación de las prestaciones que ofrecen los prototipos testados con las que ofrecen los aparatos de aire acondicionado presentes actualmente en el mercado.

7.1 *Introducción*

Decía Pierre Duhem que “*la labor científica consiste más en una interpretación que en una captación pura y dura de los hechos*” (Marcos, 1988). Los diversos experimentos realizados han generado una gran cantidad de información más allá de las propias lecturas proporcionadas por los diversos sensores instalados. El objetivo de este capítulo es mostrar la información más importante obtenida en los ensayos y, a partir de ella, efectuar una *interpretación* de los mismos, realizando un análisis detallado del funcionamiento de dos prototipos testados bajo diferentes condiciones de trabajo. Para ello se describe el protocolo de ensayos empleado y se representan gráficamente las variaciones de las principales variables involucradas en el proceso, describiendo completamente el funcionamiento de ambos prototipos. Por último, se realiza un análisis de incertidumbre para definir los posibles errores debidos a la imprecisión de los aparatos de medida y de las ecuaciones empleadas.

7.2 *Protocolo de ensayos*

El *Prototipo I* (PI) fue ensayado entre el 11 de mayo y el 26 de junio de 2006. En total, 22 ensayos y más de 20.000 datos recogidos y almacenados. En este período se analizó el funcionamiento del prototipo como máquina frigorífica principalmente, si bien se realizaron varios ensayos para evaluar su comportamiento funcionando como bomba de calor con resultados también muy satisfactorios pero que no se han estimado pertinentes recoger en esta tesis.

El *Prototipo II* (PII) a su vez fue puesto a prueba durante el verano de 2007. En este caso fueron 14 ensayos y cerca de 14.000 datos recogidos.

Los prototipos han sido contruidos en el *Laboratorio de Bombas de Calor* de la Planta Experimental de Energía Solar (CSIC) situado en Arganda del Rey (figura 7.1). El primero de ellos se alojó en el interior del laboratorio, mientras que el segundo se situó en un local preparado para ensayar el prototipo en invierno, y que debido a su techo retráctil y a sus paredes abatibles, puede ser ensayado asimismo al aire libre durante el verano.



Figura 7.1. Planta Experimental de Energía Solar (CSIC) situada en Arganda del Rey (Madrid).

7.2.1 Prototipo I

El Prototipo I fue probado en el interior del laboratorio donde se crearon artificialmente condiciones ambientales de verano, alcanzando en algunos momentos temperaturas de verano extremas. Los 22 ensayos se llevaron a cabo en condiciones ambientales muy similares, buscando temperaturas adversas para poner a prueba la respuesta del prototipo. Por ello se ha elegido uno de ellos, concretamente el efectuado el 24 de mayo de 2006, como representativo de todos ellos, el cual se ha utilizado para mostrar la variación de los principales parámetros de funcionamiento.

Los ensayos se efectuaron para una temperatura ambiente del local variable que simula la temperatura exterior. Básicamente los parámetros sobre los que se ha actuado han sido: la temperatura de entrada del aceite térmico en el GA, la temperatura ambiente del laboratorio y sobre el caudal de la disolución.

Como características generales a todos los experimentos cabría citar:

- Duración media aproximada de cada experimento: 5-6 horas
- Media de datos tomados por experimento: 1.200.
- Temperatura ambiente de local variable a lo largo del experimento, oscilando desde 34 hasta 42°C.

- La temperatura de entrada del aceite térmico al generador de alta temperatura se ha variado entre 162°C y 175°C.

En la figura 6.6 aparece un esquema con los principales componentes del prototipo y los sensores instalados.

Durante los ensayos, todas las variables manipulables como la potencia térmica de las resistencias o los caudales de disolución en los generadores, se han mantenido constantes durante un tiempo suficientemente largo para que se alcancen unas condiciones de operación lo más estables posibles. Las variaciones se han realizado a intervalos como mínimo de 30 minutos, tiempo que se ha considerado más que suficiente para lograr la estabilidad en el funcionamiento.

7.2.2 Prototipo II

La mayor parte de los ensayos efectuados sobre el Prototipo II se realizaron al aire libre ya que fueron efectuados en la temporada de verano. El protocolo de ensayos fue ligeramente diferente al llevado a cabo en el Prototipo I por dos motivos principales:

1. Los ensayos se realizaron durante la jornada de climatización. Esto implicó que la temperatura ambiente con la que operó el Prototipo II fuese mucho más variada que la correspondiente al Prototipo I.
2. En este segundo prototipo el generador de alta temperatura es de llama directa, lo cual conlleva un arranque de la máquina distinto respecto al Prototipo I.

Las características generales de los experimentos fueron:

- Duración media aproximada de cada experimento: 8-9 horas
- Media de datos tomados por experimento: 2.900.

Como los 14 ensayos efectuados sobre este segundo prototipo no se produjeron en las mismas condiciones ambientales se han elegido como representativos dos de ellos: los llevados a cabo el 1 y el 8 de agosto de 2007. El primero se caracteriza porque la temperatura exterior alcanzó 40°C mientras que la temperatura máxima para el día 8 fue 34°C.

7.3 Resultados experimentales

A continuación se muestran los históricos de las variables medidas durante el funcionamiento de los dos prototipos.

7.3.1 Prototipo I

A continuación se muestra la variación de los principales parámetros que intervienen en el funcionamiento del Prototipo I.

➤ Temperaturas del aceite y de la disolución en el generador de alta temperatura

En la figura 7.2 se puede apreciar que la temperatura del aceite térmico varía principalmente en función de la activación y desactivación de las resistencias eléctricas, ya que el caudal de disolución se mantuvo constante. En este experimento se trabajó con temperaturas en el aceite que oscilaron entre los 162 y los 175°C. Por su parte, la temperatura de la disolución alcanzó unos valores mínimo y máximo de 128 °C y 151 °C, respectivamente.

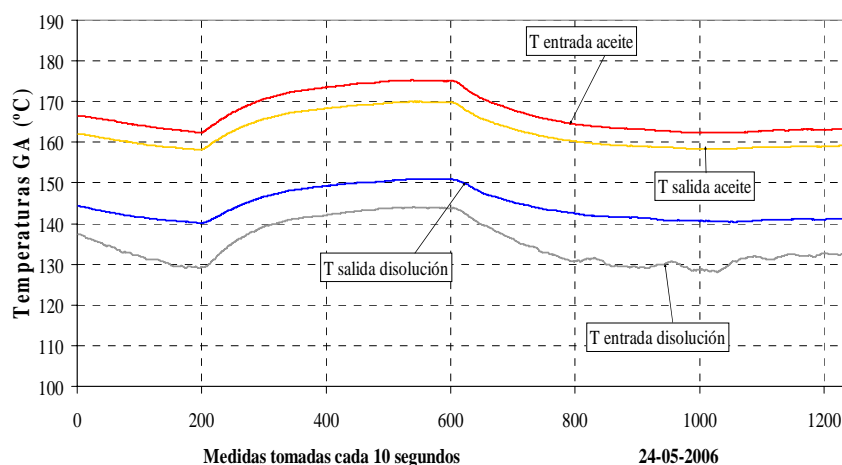


Figura 7.2. Temperaturas de entrada y salida del aceite y de la disolución al generador de alta temperatura (PI).

➤ Caudales del aceite y de la disolución en el generador de alta temperatura

En este ensayo se mantuvieron prácticamente constantes los caudales de la disolución y del aceite térmico a través del generador de alta temperatura como se puede apreciar en la figura 7.3. Se estableció una distribución del caudal de la

disolución entre los dos generadores siguiendo como pauta la regulación óptima obtenida en la simulación (apartado 5.3).

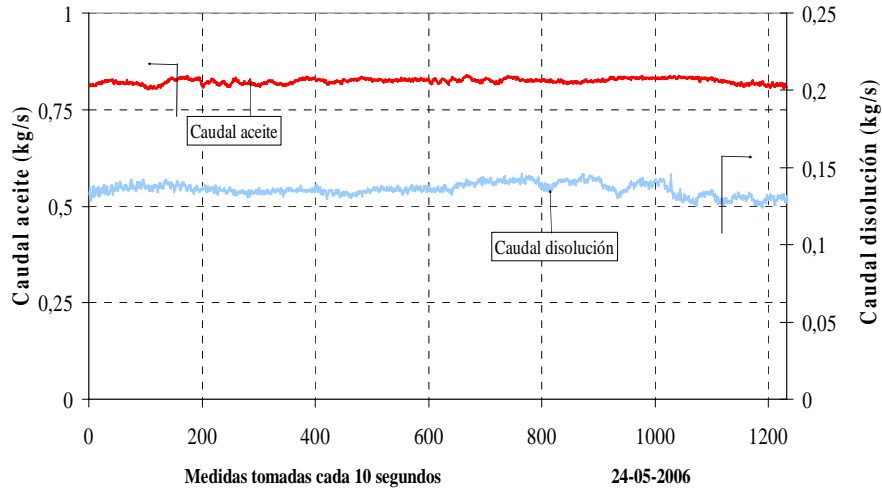


Figura 7.3. Caudal de disolución y caudal del aceite en el generador de alta temperatura (PI).

➤ Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura

La potencia suministrada al generador de alta temperatura se calculó midiendo el caudal del aceite térmico y las temperaturas a la entrada y salida del generador de alta temperatura. A este valor se le descontaron las pérdidas por calor al ambiente (\dot{Q}_p) y las pérdidas convertidas en calor por la caída de presión del aceite al circular a través del intercambiador de calor de placas ($\frac{\Delta P}{\rho}$). La ecuación (7.1) expresa el balance de energía en este componente. Las pérdidas se valoraron en torno a 1 kW, mediante el cálculo de las pérdidas por convección y por radiación.

$$\dot{Q}_{GA} = \dot{m}_{ac} \cdot c_{p_{ac}} \cdot (t_{sac} - t_{eac}) - \dot{Q}_p - \frac{\Delta P}{\rho} \quad (7.1)$$

Como se aprecia en la figura 7.4, la potencia ha oscilado entre 7 y 9 kW. Actuando sobre el conjunto de resistencias eléctricas que calientan el aceite térmico se ajustó la potencia de acuerdo con el programa de temperaturas en el generador de alta temperatura.

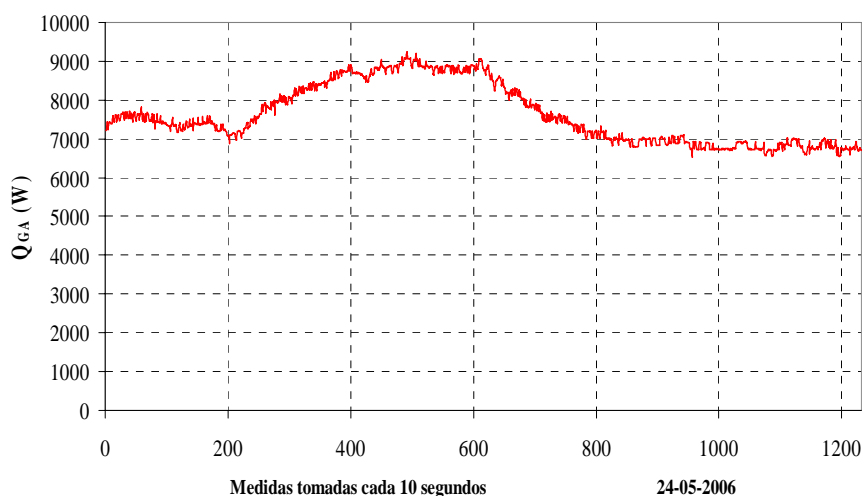


Figura 7.4. Potencia calorífica aportada a la disolución en el generador de alta temperatura (PI).

➤ Temperaturas ambiente, de absorción y de condensación

En el interior del laboratorio se simuló un día de los más calurosos de verano, comenzando el experimento a $34,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, y llegando a superar los $41,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ de temperatura ambiente (figura 7.5). La temperatura de condensación alcanzó un máximo de $54,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, y la de absorción llegó a $51,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

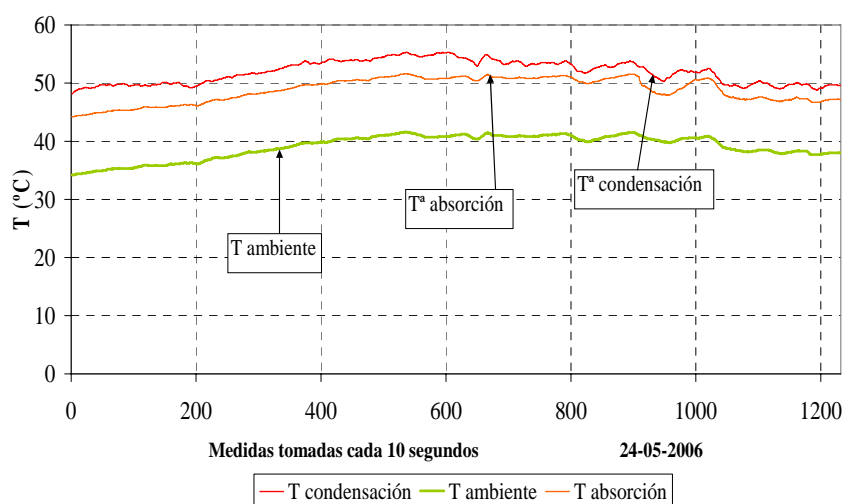


Figura 7.5. Temperaturas ambiente, de absorción y de condensación durante el experimento (PI).

➤ Caudal del agua de refrigeración

A continuación se analiza el efecto útil del funcionamiento del prototipo sobre el agua de refrigeración, trabajando éste en las condiciones ambientales anteriormente descritas. Este agua procede de un tanque de 1000 litros, que hace la función de carga térmica a enfriar. En la figura 7.6 se representa la magnitud del caudal del agua de refrigeración, el cual se mantuvo constante durante todo el experimento.

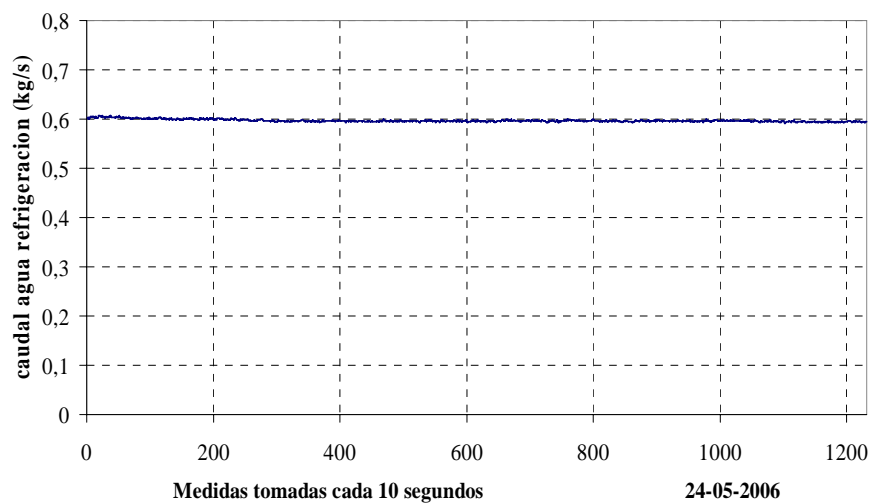


Figura 7.6. Caudal del agua de refrigeración (PI).

➤ Temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración al evaporador

Una vez que la máquina se pone en marcha, y se estabiliza su funcionamiento, se acciona la bomba del agua de refrigeración. La temperatura inicial del agua a la entrada del evaporador fue 22,5 °C, que es la temperatura a la que se encuentra el tanque. Paulatinamente el prototipo provoca el descenso de la temperatura del agua del tanque.

Al final del experimento el agua es enfriada hasta una temperatura próxima a los 12,5 °C, con incrementos de temperatura, entra la entrada y la salida de la máquina, que oscilan entre 4,5 °C y 1,5 °C (figura 7.7).

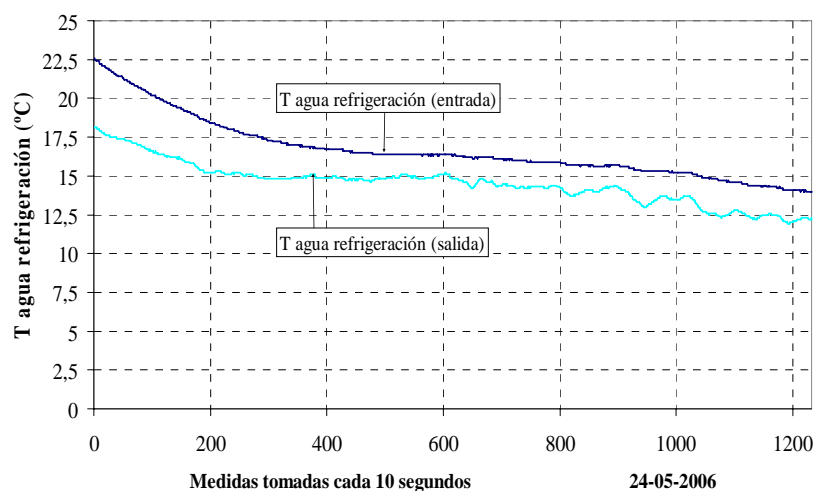


Figura 7.7. Temperatura del agua de refrigeración a la entrada y salida (PI).

El hecho de que el prototipo consiga producir agua fría a 12,5°C cuando la temperatura ambiente es de 38°C es un resultado que muy pocas máquinas frigoríficas existentes en el mercado son capaces de conseguir¹. Para el dato 600 en la figura 7.7, la temperatura de producción del agua fría es 15°C para una temperatura ambiente exterior de 41,5°C; temperatura de condensación, 55,5°C y de absorción, 51,5 °C.

➤ Potencia frigorífica del Prototipo I

Utilizando la diferencia de temperatura del agua de refrigeración que entra y sale de la máquina, y el caudal representado en la figura 7.5 se calcula la potencia frigorífica que se muestra a través de la siguiente expresión (figura 7.8):

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (t_{ear} - t_{sar}) \quad (7.2)$$

¹ En el apartado 7.5 se compara la respuesta obtenida por este prototipo con la obtenida por las máquinas comerciales.

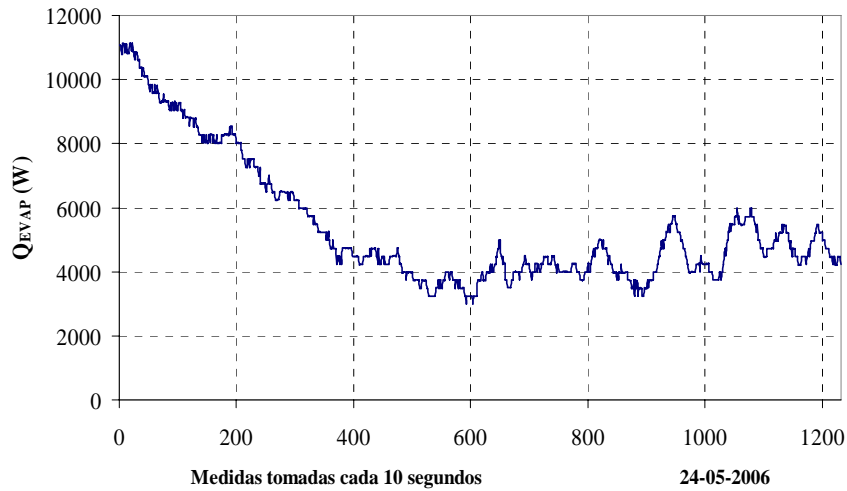


Figura 7.8. Potencia frigorífica producida en el evaporador (PI).

Los altos valores de potencia frigorífica obtenidos al inicio del experimento, son debidos a que durante el arranque de la máquina las válvulas de expansión están cerradas acumulándose refrigerante. Cuando se produce su apertura provocan un pico de potencia frigorífica que no obedece a la capacidad frigorífica real de la máquina. Este efecto frigorífico se magnifica por tres efectos:

- El más importante es el refrigerante acumulado durante todo el período de arranque de la máquina.
- También contribuye que la temperatura del agua de refrigeración inicialmente es alta lo que provoca un aumento de la temperatura de evaporación y, por consiguiente, del COP.
- Por último, citar también que la temperatura ambiente inicialmente es más baja.

Al final la potencia se estabiliza en valores próximos a 4,5 kW, para una temperatura ambiente exterior cercana a 40°C.

➤ Coeficiente de operación (COP)

A partir de los resultados ofrecidos en las figuras 7.4 y 7.8 se obtiene el coeficiente de operación de la máquina (COP). En la figura 7.9 se representa los valores obtenidos. En esta figura se calcula el COP aplicando la ecuación 2.17, que no tiene en consideración el consumo eléctrico de los equipos auxiliares.

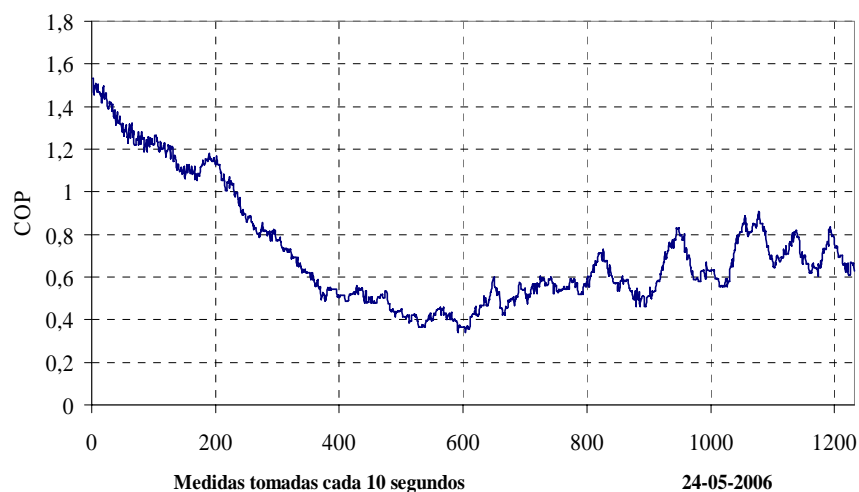


Figura 7.9. COP sin tener en cuenta el consumo de los equipos auxiliares (PI).

Su magnitud ha oscilado desde el valor 1,5 inicial transitorio hasta el 0,7, alrededor del cual se estabiliza al final del experimento para una temperatura ambiente de 38°C.

El COP desarrollado por el PI es bajo para tratarse de una máquina de doble efecto. Las razones del bajo COP son consecuencia del diseño del sistema de absorción y condensación. No obstante con este prototipo I se consiguen algunos resultados relevantes como es producir frío a temperatura inferior a 15°C con temperaturas exteriores superiores a 40°C, resultados que, hasta donde se conoce, no han sido conseguidos hasta la fecha.

A continuación se analiza el COP (figura 7.10) teniendo en cuenta el consumo eléctrico de los equipos auxiliares (ver figura 6.6), referido a las dos bombas de la disolución y al ventilador, aplicándose las ecuaciones 4.43 y 4.44. Con ellas se obtiene, respectivamente, el COP incluyendo el consumo eléctrico y el COP incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria. El consumo eléctrico medido en las bombas y el ventilador es 800 W.

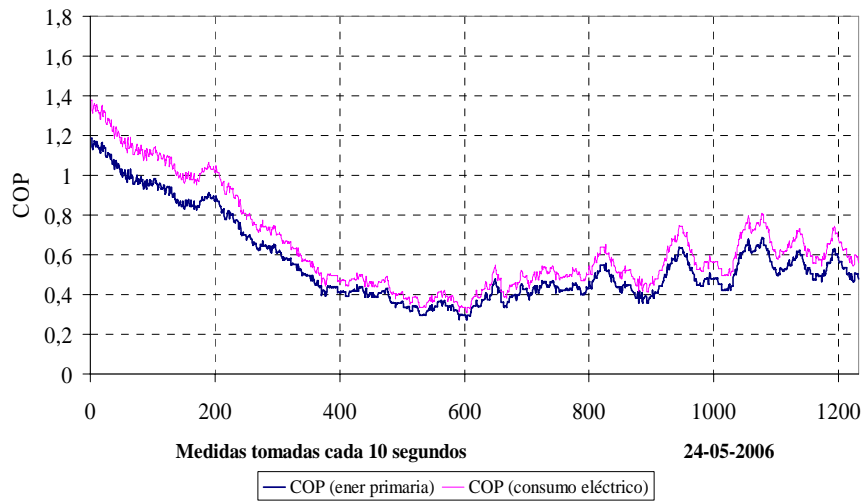


Figura 7.10. COP incluyendo el consumo eléctrico y COP incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria (PI).

En la figura anterior se comprueba la disminución del COP. En el primer caso el COP se estabiliza en torno a 0,7 para una temperatura ambiente de 38°C. En el segundo caso el valor del COP en estas condiciones ambientales es de 0,6.

➤ Representación del ciclo en el diagrama de Dühring

Si se representa el ciclo de funcionamiento del prototipo en un diagrama de Dühring para el instante más caluroso del día (punto 600 en las gráficas) se obtiene la siguiente figura:

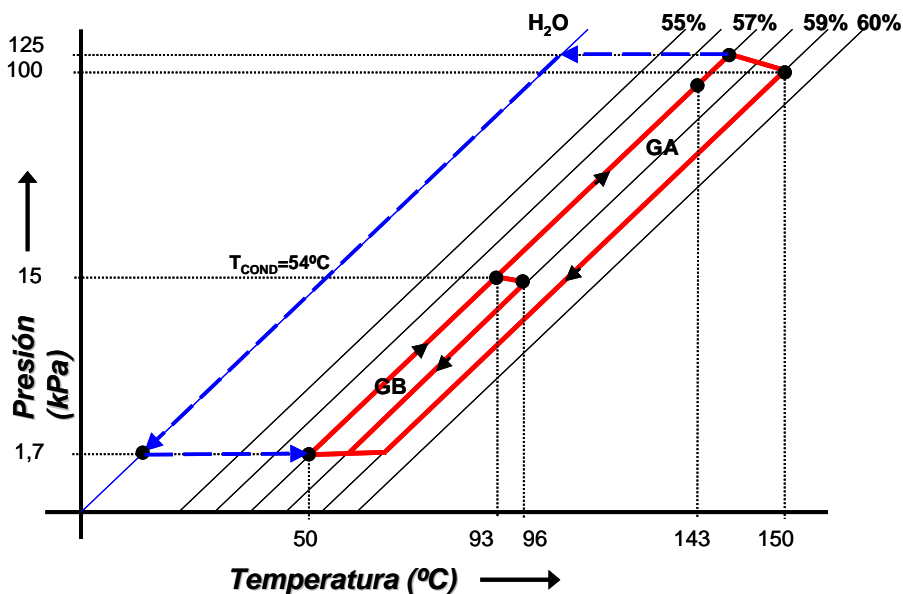


Figura 7.11. Diagrama de Dühring (p – T – X) del prototipo de LiBr/H₂O de doble efecto condensado por aire (PI).

En la figura 7.11 pueden percibirse las diferencias entre este ciclo “experimental” y el obtenido en la simulación teórica (figura 5.2). El Prototipo I opera con una concentración inicial de la disolución del 57%. En este caso los incrementos de la concentración máximos en la disolución que circula por ambos generadores son desiguales e inferiores: 2% para el generador de alta temperatura, y 1% en el generador de baja temperatura, frente a los incrementos en la simulación: aproximadamente del 5% para estas temperaturas. Del ciclo representado se deduce que la disolución podría incrementarse más en el GB; al menos hasta el límite que marca el GA, y así optimizar su respuesta. Se aprecia que la disolución regresa al absorbedor procedente de los generadores por caminos independientes, lo cual queda reflejado en el ciclo. Adviértase asimismo que en el ciclo se reflejan las caídas de presión de la disolución a su paso por los dos generadores; valor que fue medido experimentalmente..

La parte negativa de este modo de funcionamiento radica en que se genera menos vapor refrigerante al concentrar menos la disolución; la parte positiva está en que el prototipo es capaz de funcionar con una concentración de la disolución muy alejada del límite de cristalización, y además con una temperatura final de ebullición relativamente baja (151°C) para la máxima temperatura ambiente (41,7°C).

Otro aspecto a destacar es el bajo COP obtenido. Se debe fundamentalmente al pequeño incremento en la concentración de la disolución. Si observamos la figura 5.2 vemos que para un incremento de concentración del 2% el COP obtenido es 0,8 cuando la temperatura de condensación es 55°C. Aumentando la temperatura del GA se puede mejorar el COP.

7.3.2 Prototipo II

Los ensayos experimentales llevados a cabo en el Prototipo II han sido más variados que los realizados sobre el Prototipo I. La máquina se enfrentó a condiciones ambientales variadas al estar instalada dentro de un local que además permitía trabajar al aire libre. Por esta razón, en este segundo prototipo ha sido posible presentar los resultados experimentales correspondientes a dos días distintos: un día “caluroso” (temperatura ambiente máxima de 34 °C) y otro día “muy caluroso” (temperatura exterior máxima de 40,4 °C). Además se realizaron ambos con concentraciones de la

disolución diferentes para comprobar los efectos sobre temperaturas, flujos de calor, presiones, etc.

▪ Ensayo día “muy caluroso”

Este ensayo tuvo lugar el 1 de agosto de 2007. A continuación se muestra la variación de las variables más significativas en el funcionamiento del Prototipo II.

➤ Temperaturas ambiente, de absorción y de condensación

El día 1 de agosto de 2007 se alcanzaron los 40 °C de temperatura ambiente exterior (figura 7.12). La temperatura de condensación correspondiente alcanzó 52 °C, y la de absorción 48 °C.

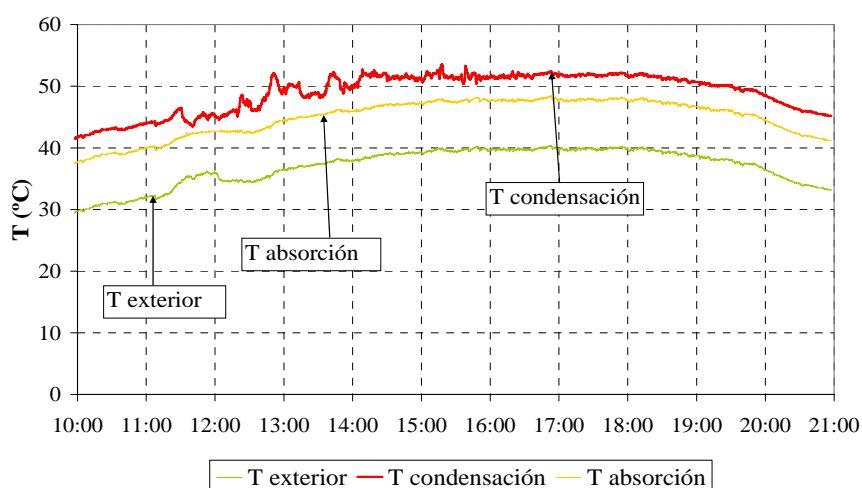


Figura 7.12. Temperatura ambiente exterior, de absorción y temperatura de condensación para el día muy caluroso (PII).

➤ Temperaturas de la disolución en el generador de alta temperatura

En la figura 7.13 se presenta la temperatura de la disolución a la entrada y a la salida del generador de alta temperatura. Su variación posibilita el cálculo del calor sensible aportado a la disolución. Asimismo la temperatura de salida de la disolución corresponde a la temperatura final de ebullición y, junto con la presión de alta, fija la concentración final de la disolución.

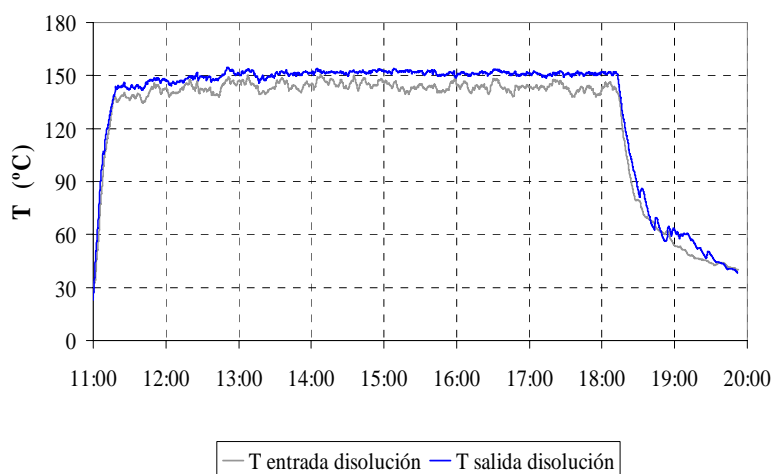


Figura 7.13. Temperaturas de la disolución al generador de alta temperatura para el día muy caluroso (PII).

La temperatura de la disolución a la salida del generador de alta temperatura osciló entre 142 °C a las 13 horas, y 155 °C a las 14:20 h. manteniéndose entre 150 y 153 °C durante el resto del experimento.

Al final del experimento la temperatura ambiente exterior disminuye (figura 7.12). Sin embargo la temperatura de la disolución a la salida del generador de alta temperatura permanece constante. Ello indica que se ha tenido que transferir más calor al generador para que esto suceda, concentrando más la disolución y produciendo, por tanto, más cantidad de vapor refrigerante. Esto se traduce en un aumento en la potencia frigorífica de la máquina en esta parte final de experimento.

➤ Caudal de la disolución en el generador de alta temperatura

El caudal de la disolución a través del generador de alta temperatura permaneció prácticamente constante como se puede apreciar en la figura 7.14. Asimismo se estableció una distribución del caudal de la disolución entre los dos generadores siguiendo como pauta la regulación óptima obtenida en la simulación (apartado 5.3), al igual que se había hecho en el Prototipo I.

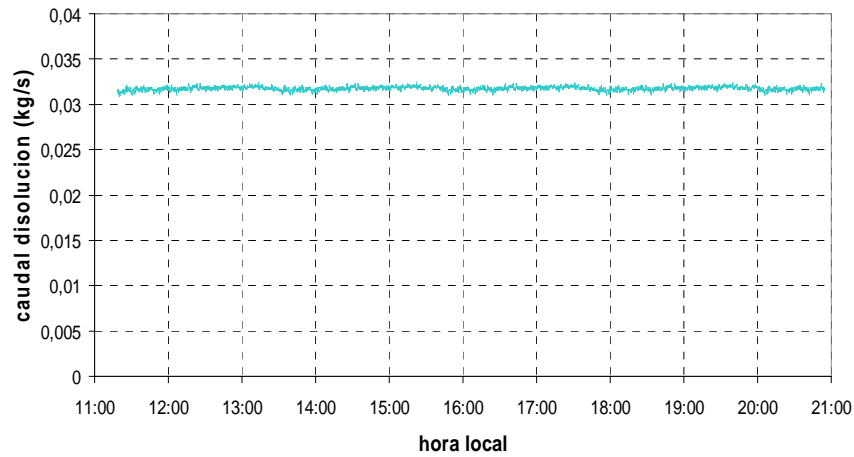


Figura 7.14. Caudal de disolución en el generador de alta temperatura (PII).

➤ Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura

En el Prototipo II se utilizó un quemador de gas para transmitir la potencia calorífica al generador de alta temperatura. Dicha potencia se calculó midiendo el caudal de la disolución y las temperaturas de la disolución a la entrada y salida del generador de alta temperatura. Desarrollando la ecuación (4.1) se obtiene la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{GA} = \dot{m}_d (h_{12} - h_{11}) + \dot{m}_{r1A} (h_{1A} - h_{12})$$

De donde:

$(h_{1A} - h_{12})$ representa el calor de evaporación de la disolución.

$(h_{12} - h_{11})$ representa el calor de concentración de la disolución.

Los valores de las entalpías se calcularon a través del diagrama de Merkel.

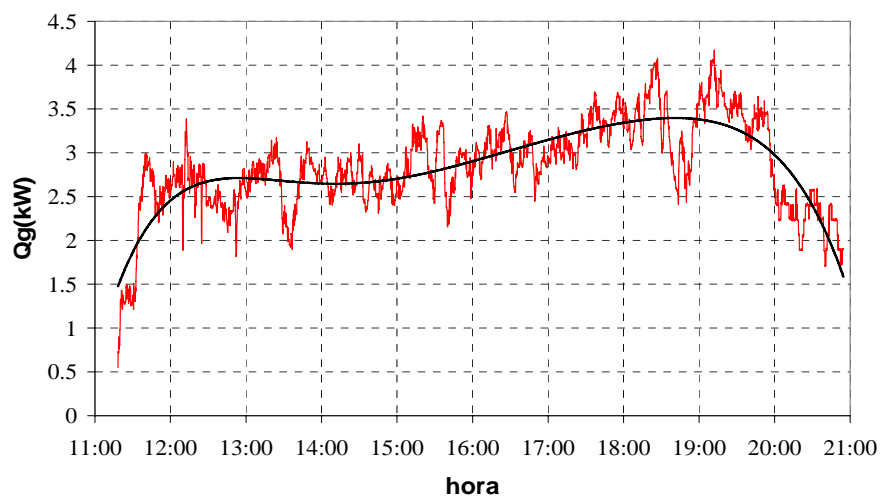


Figura 7.15. Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura durante el día muy caluroso (PII).

En la figura 7.15 se aprecia como la potencia calorífica asciende desde el inicio del experimento (11:20 h.) hasta estabilizarse entre 2,5 y 3,5 kW desde las 11:30 hasta las 15:00h. Alcanza su punto máximo cerca de las 18:30 h. y a las 19:10h con un valor de 4 kW. Finaliza el experimento con un valor de 1,7 kW cerca de las 21:00 h.

Esta potencia calorífica es la que recibe la disolución, pero no la potencia total aplicada. Para conocer ésta última es necesario añadir las pérdidas en la transferencia de calor al ambiente.

➤ Caudal del agua de refrigeración

El agua de refrigeración procede, al igual que para el Prototipo I, de un tanque de 1000 litros que cumple la función de carga térmica. En la figura 7.16 se representa dicho caudal que se mantuvo constante durante el experimento, en torno a 0,6 kg/s.

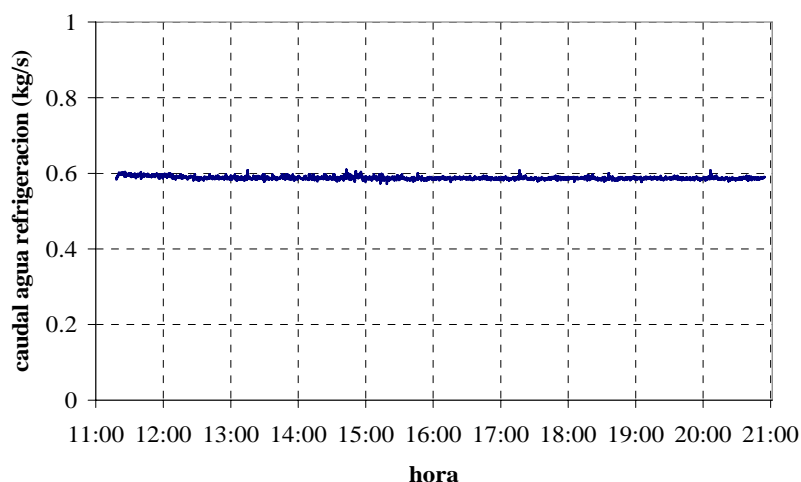


Figura 7.16. Caudal del agua de refrigeración (PII).

➤ Temperaturas de entrada y salida al evaporador del agua de refrigeración

Una vez que la máquina se pone en marcha y comienza la producción de refrigerante, se acciona la bomba del agua de refrigeración. Inicialmente el agua entra en el evaporador a una temperatura de $26,3^{\circ}\text{C}$ a las 11:30 h., que es la temperatura a la que se encuentra el agua en el tanque, cuando la temperatura exterior es de 35°C (figura 7.17). A lo largo del día el prototipo va enfriando el agua del tanque. Así a las 16 horas, con una temperatura exterior de 40°C , el agua sale del evaporador a 15°C . Por otro lado, el agua fría que sale de la máquina alcanza un valor mínimo de $10,5^{\circ}\text{C}$ a las 19:55 h., con una temperatura exterior de $37,2^{\circ}\text{C}$.

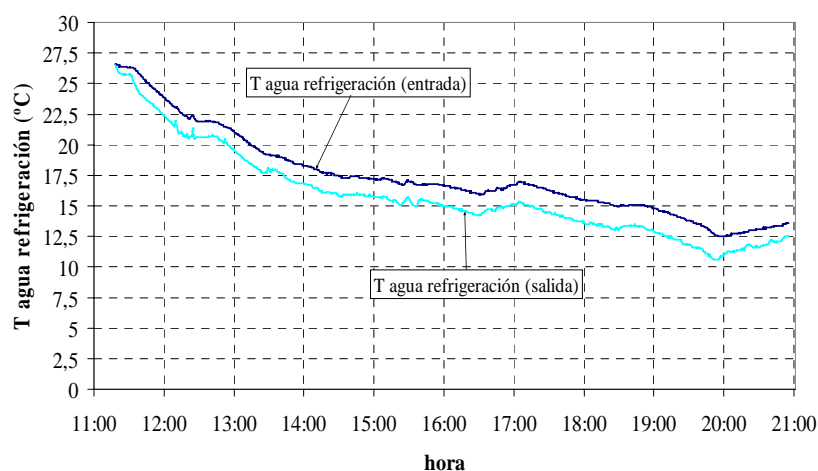


Figura 7.17. Temperatura del agua de refrigeración a la entrada y salida del evaporador para el día “muy caluroso” (PII).

Por tanto, este Prototipo II produce agua fría a $12,2^{\circ}\text{C}$ cuando la temperatura ambiente es de 38°C , mientras el Prototipo I alcanzaba los $12,5^{\circ}\text{C}$. Además este PII llega a producir agua fría a $10,5^{\circ}\text{C}$ cuando la temperatura ambiente es de $37,2^{\circ}\text{C}$. Para hacerse una idea de lo que estos resultados suponen cabe señalar que la única máquina de absorción de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ condensada por aire existente en el mercado produce el agua fría a 21°C cuando la temperatura exterior es 40°C ; y a 16°C , cuando la temperatura exterior es 35°C (Izquierdo et al., 2008).

➤ Potencia frigorífica del Prototipo II (día “muy caluroso”)

Del mismo modo que se hizo para el Prototipo I se calcula la potencia frigorífica (figura 7.18) utilizando la diferencia de temperatura entre el agua de refrigeración que entra y sale del evaporador, y el caudal representado en la figura 7.16. La expresión empleada es la misma que para el Prototipo I (ec. 7.2).

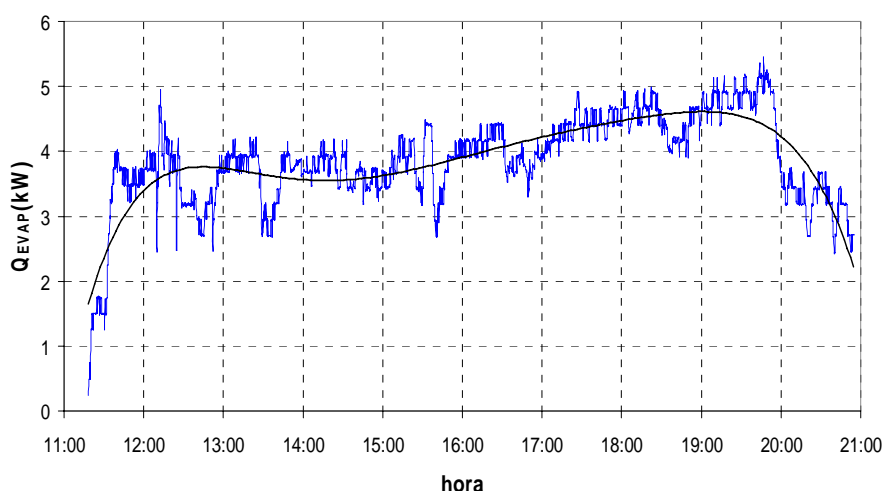


Figura 7.18. Potencia frigorífica producida en el evaporador para el día muy caluroso (PII).

En este caso las válvulas de expansión fueron abiertas al comenzar el ensayo. El tiempo de respuesta es de aproximadamente 20 minutos produciendo en ese momento 4 kW de frío (figura 7.18). La potencia frigorífica alcanza un valor máximo de 5 kW entre las 19:00 y las 20:00 h., cuando la temperatura exterior varía entre 36 y 38°C . Cuando termina el ensayo la potencia está en torno a 3 kW.

➤ COP

Con los resultados de las figuras 7.14 y 7.18 se calcula el coeficiente de operación de la máquina (COP). En este caso, a la potencia calorífica representada en la figura 7.18 se le ha sumado las pérdidas de calor al ambiente que se han estimado en torno a 0,4 kW. En la figura 7.19 se representan los valores que toma el COP durante el experimento. No se ha tenido en cuenta el consumo eléctrico de los equipos auxiliares.

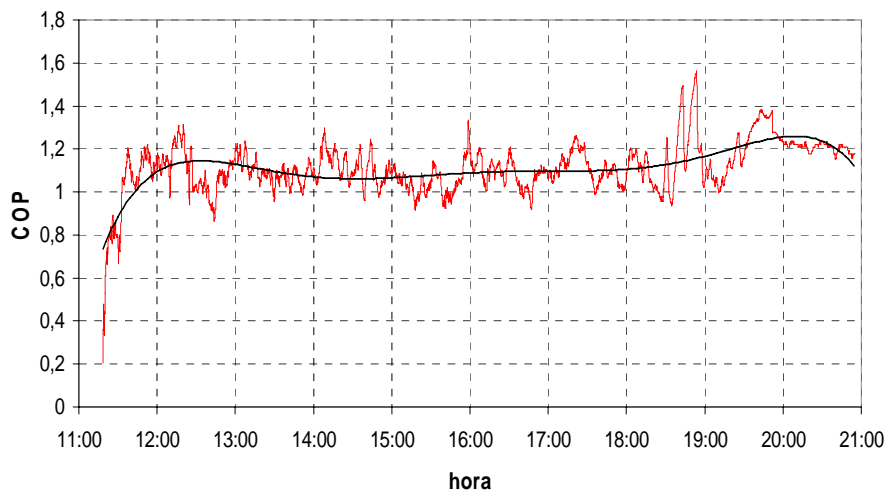


Figura 7.19. COP sin tener en cuenta el consumo de los equipos auxiliares para el día muy caluroso (PII).

El COP se mantiene bastante estable durante la mayor parte del experimento, con valores en torno a 1,1. Para ello se compensa el aumento de la temperatura ambiente con un aumento en la potencia calorífica aportada al generador de alta temperatura. En la figura 7.12 se comprueba que a partir de las 18 horas la temperatura ambiente exterior comienza a decrecer y, sin embargo, la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de la disolución aumenta (figura 7.13), lo que provoca un aumento de la potencia calorífica (figura 7.15) y a su vez de la potencia frigorífica, figura 7.18. Estos efectos provocan que el COP se mantenga más o menos constante.

A continuación se analiza el COP teniendo en cuenta el consumo eléctrico de los equipos auxiliares (figura 7.20), referido a las dos bombas de la disolución y al ventilador, aplicándose las ecuaciones 4.43 y 4.44, incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria.

El consumo eléctrico total de las bombas más el ventilador es similar al Prototipo I, aproximadamente 800 W.

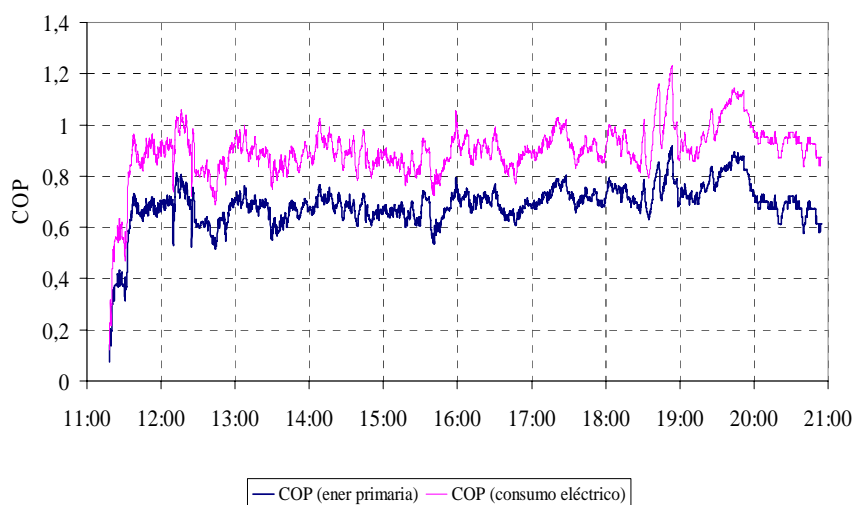


Figura 7.20. COP incluyendo el consumo eléctrico y COP incluyendo el consumo eléctrico referido a energía primaria (PII).

De la figura 7.20 se concluye que el COP incluyendo el consumo eléctrico se encuentra en torno a 0,9; y refiriendo este consumo eléctrico a energía primaria adquiere un valor entre 0,6 y 0,8. Estos valores duplican los obtenidos por la máquina Rotartica 045v.

➤ Representación del ciclo en el diagrama de Dühring

Si se representa, al igual que se hizo para el Prototipo I, el ciclo de funcionamiento del Prototipo II en un diagrama de Dühring durante su funcionamiento en las condiciones más calurosas (alrededor de las 17 horas) se obtiene la figura 7.21.

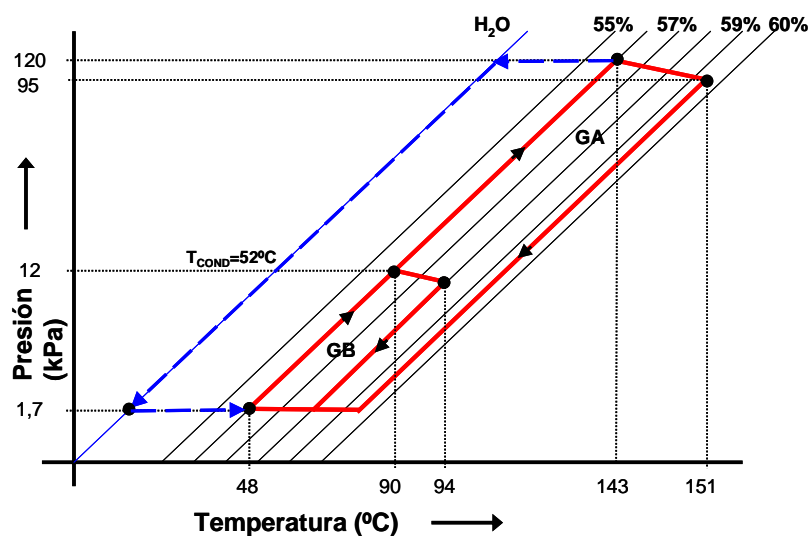


Figura 7.21. Diagrama de Dühring (P – T – X) del prototipo de LiBr/H₂O de doble efecto condensado por aire (PII).

En este prototipo la concentración inicial (56%) fue ligeramente inferior a la del PI (57%). Sin embargo los incrementos de concentración conseguidos fueron superiores a los del PI. En el generador de baja temperatura se llegó a incrementar la concentración de la disolución en un 2%; mientras que para el generador de alta temperatura se llegó al 3,5%. Estos valores ya son algo más cercanos a los utilizados en la simulación teórica (figura 5.2): incrementos aproximados del 5%, para la máxima temperatura. La parte positiva radica en que el prototipo funciona con un COP competitivo con una concentración de la disolución muy alejada del límite de cristalización, y además con una temperatura final de ebullición relativamente baja (151 °C) para la máxima temperatura ambiente (por encima de los 40 °C). De la figura 7.21 se deduce asimismo el excelente comportamiento del recuperador de calor de alta temperatura, ya que la temperatura de la disolución a la entrada del GA prácticamente coincide con la temperatura inicial de ebullición de la disolución (143 °C).

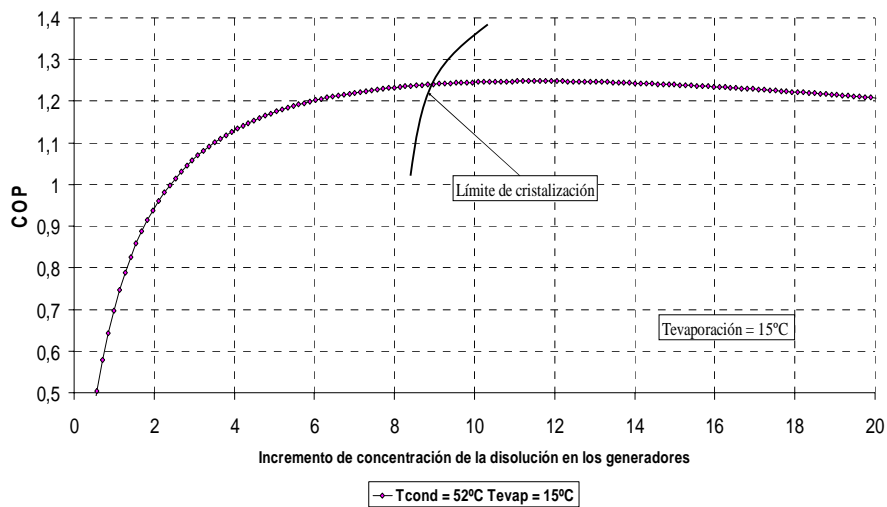


Figura 7.22. Evolución del COP en función del incremento de la concentración de la disolución para $T_{\text{COND}} = 52^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{EVAP}} = 15^{\circ}\text{C}$.

Siguiendo la pauta de la figura 5.2 se ha construido una gráfica (figura 7.22) que proporciona una predicción aproximada del COP obtenido para la distribución de caudales entre ambos generadores de este experimento ($\dot{m}_{11} = 1,1\dot{m}_8$), para una temperatura de condensación de 52°C y de evaporación de 15°C . Para un incremento de concentración medio del 3% el COP esperable sería de 1,06; valor éste muy aproximado al obtenido en la realidad (ver figura 7.19).

▪ Ensayo día “caluroso”

Este ensayo tuvo lugar el 8 de agosto de 2007. Fue un ensayo en el que la temperatura ambiente exterior alcanzó un máximo de 34°C. Además contó con el imprevisto de dos cortes en el suministro eléctrico que pusieron a prueba la capacidad de reacción de la máquina. En este ensayo la concentración inicial de la disolución fue diferente, presentando un valor próximo al 60%.

A continuación se muestran las variables más significativas.

➤ Temperaturas de la disolución en el generador de alta temperatura

En este ensayo las temperaturas de la disolución a su paso por el GA fueron ligeramente superiores al ensayo anterior. Esto implicará una mayor concentración de la disolución, ya que además la temperatura ambiente exterior fue inferior.

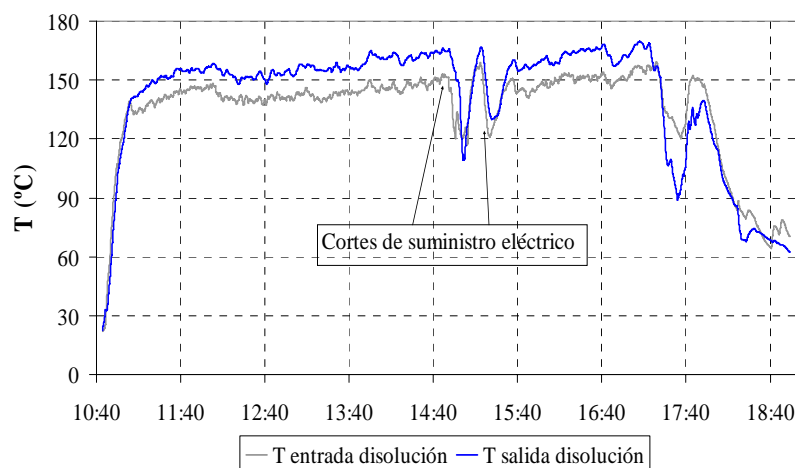


Figura 7.23. Temperaturas de entrada y salida de la disolución al generador de alta temperatura (PII).

La temperatura de la disolución a la salida del generador de alta temperatura osciló entre 143 °C al comienzo del experimento, y un máximo de 168 °C a las 17 horas. Durante este ensayo se produjeron dos cortes en el suministro eléctrico: a las 14:40 h. y a las 15:06 h. Se estima de especial interés recoger estos contratiempos por la buena respuesta que ante ellos ofreció el prototipo, que fue capaz de recuperarse y seguir produciendo frío una vez recuperada la electricidad sin que la disolución cristalizara.

➤ **Caudal de la disolución en el generador de alta temperatura**

El caudal a través del generador de alta temperatura fue constante y de igual valor que el ensayo anterior (ver figura 7.14).

➤ **Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura**

La potencia calorífica suministrada al GA se ha calculado siguiendo el mismo procedimiento que para el ensayo anterior y aplicando las ecuaciones 4.1, 7.3, 7.4 y 7.5. En este ensayo la potencia ha sido mayor, lo que se ha traducido en mayores porcentajes de concentración de la disolución y mayor cantidad de vapor refrigerante producido.

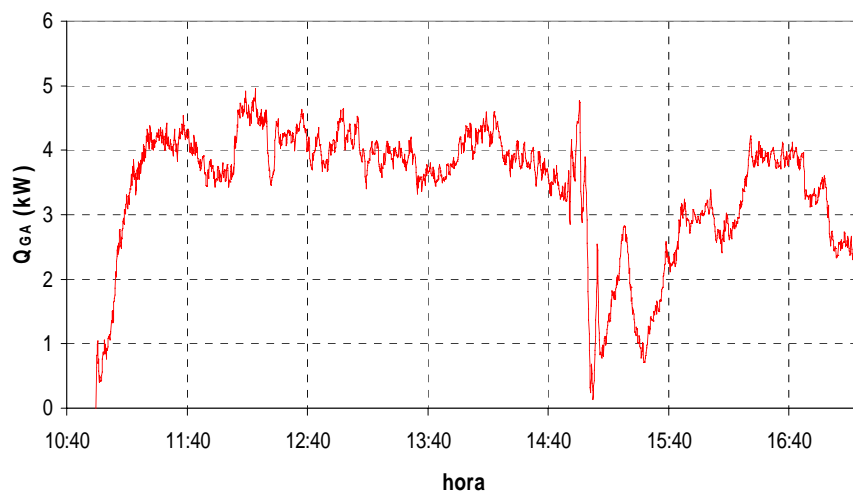


Figura 7.24. Potencia calorífica suministrada al generador de alta temperatura (PII).

A los 20 minutos de comienzo del ensayo la potencia calorífica se estabiliza en torno a 4 kW, alcanzando un pico de casi 5 kW a las 12:15 horas. En esta figura también se aprecian los picos en la potencia calorífica debido a los cortes de electricidad.

➤ **Temperaturas ambiente, de absorción y de condensación**

El día 8 de agosto de 2007 fue un día caluroso del verano llegando a superarse los 34 °C de temperatura ambiente (figura 7.25). La temperatura de condensación en el prototipo alcanzó los 46 °C, y la de absorción los 42 °C, aproximadamente.

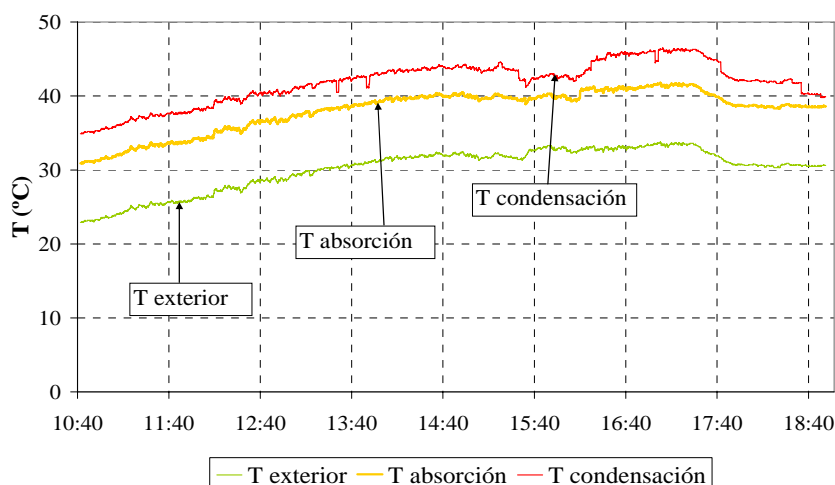


Figura 7.25. Temperatura ambiente, de absorción y temperatura de condensación para el día caluroso (PII).

➤ Caudal del agua de refrigeración

El caudal de agua de refrigeración fue el mismo que para el ensayo anterior (ver figura 7.16).

➤ Temperaturas de entrada y salida del agua de refrigeración al evaporador

La temperatura del agua en el tanque antes de iniciarse el experimento es de 23°C. Una vez producido el arranque del prototipo, una bomba hace circular el agua del tanque a través del evaporador, donde se va enfriando paulatinamente hasta llegar a 8,8 °C. A las 14:30 horas (figura 7.26) cuando la temperatura ambiente es de 32°C, el prototipo está produciendo agua fría a una temperatura de 7,2°C. El corte en el suministro eléctrico provoca que la temperatura del agua suba hasta cerca de 12,5°C (16 horas). Una vez recuperada la electricidad el prototipo es capaz de volver a bajar la temperatura del agua a las 17 horas hasta cerca de 10°C, para una temperatura ambiente de 33,5°C. Resulta de especial interés comprobar la capacidad de recuperación del prototipo ante un eventual contratiempo como puede ser un corte de electricidad. La disolución no ha llegado a cristalizar en ningún momento y el prototipo ha sido capaz de recuperarse y seguir enfriando una vez recuperado el suministro eléctrico.

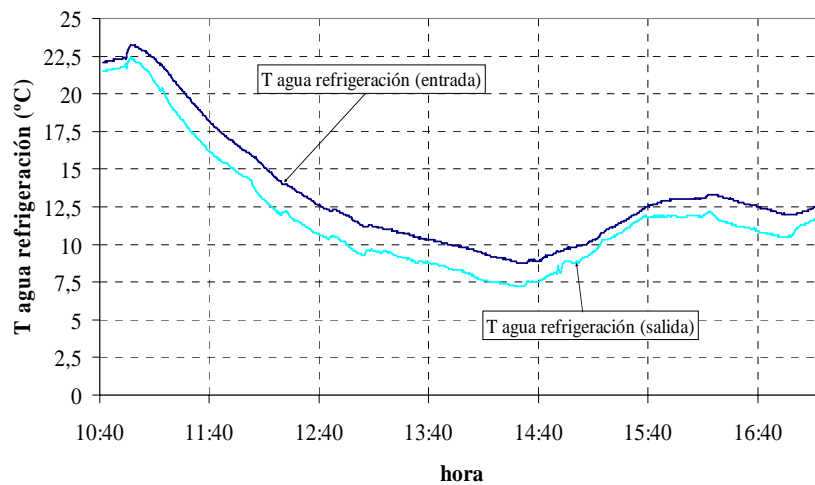


Figura 7.26. Temperatura del agua de refrigeración a la entrada y salida del evaporador para el día caluroso (PII).

➤ Potencia frigorífica del Prototipo II

La potencia frigorífica desarrollada durante este segundo ensayo del PII (figura 7.27) fue superior a la del primero por varias razones. Por un lado las temperaturas del día 8 de agosto fueron inferiores a las del 1 de agosto; por otro lado la potencia calorífica aplicada en el GA fue mayor, lo que redundó en una mayor cantidad de vapor refrigerante producido y, por ende, una mayor capacidad frigorífica de la máquina.

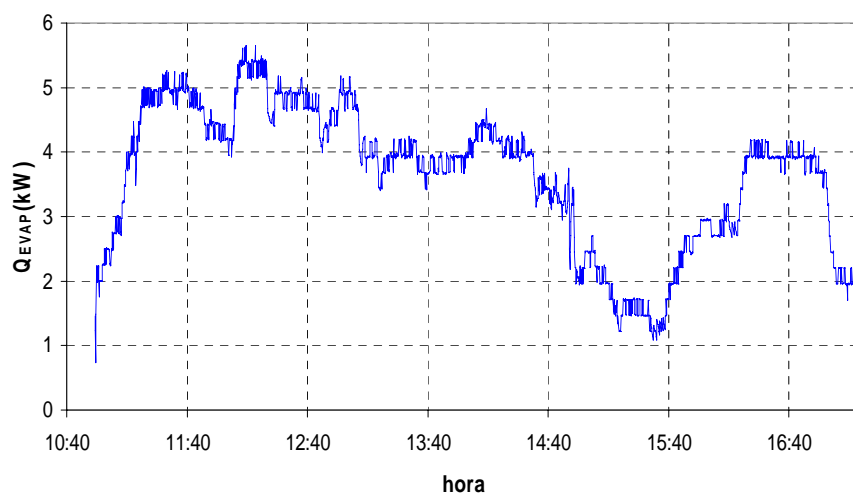


Figura 7.27. Potencia frigorífica producida en el evaporador (PII).

En este ensayo la máxima potencia calorífica conseguida fue de 5,5 kW y se logró a las 12:15h. De la figura anterior se deduce que, al contrario como se operaba en el PI, las

válvulas de expansión se abren desde el arranque de la máquina, lo que implica que no se acumula refrigerante y no se produce un pico de gran capacidad frigorífica al inicio.

➤ Coeficiente de operación

Combinando los resultados ofrecidos en las figuras 7.24 y 7.27 se obtiene el coeficiente de operación de la máquina (COP). En la figura 7.28 se representa los distintos valores que ha ido tomando el COP durante este ensayo. Se aprecia que el COP presenta valores que oscilan entre 1,2 y 0,9 (sin tener en cuenta la distorsión producida por los cortes de electricidad). Además podemos observar como disminuye entre las 11:50 y las 14:50 horas como consecuencia de la producción de agua fría a temperatura cada vez más baja (figura 7.26). En este cálculo del COP no se ha tenido en cuenta el consumo eléctrico de los equipos auxiliares, pero sí las pérdidas de calor al ambiente estimadas en 0,4 kW.

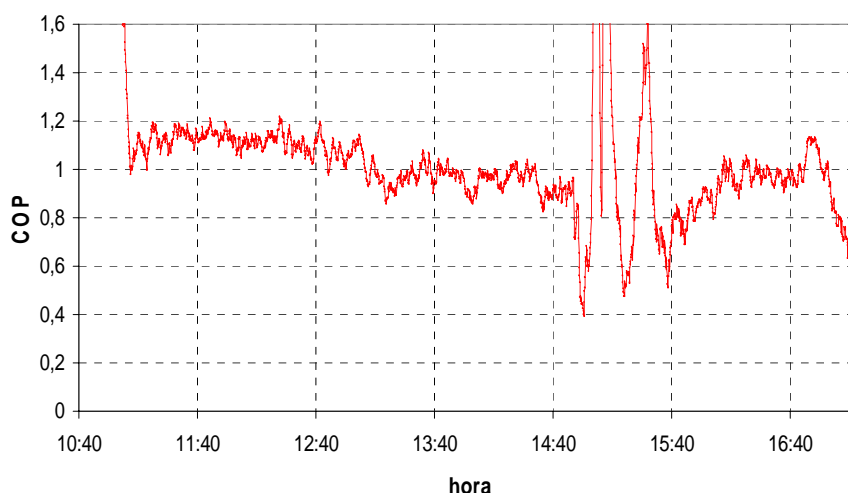


Figura 7.28. COP sin tener en cuenta el consumo de los equipos auxiliares (PII).

A continuación se analiza el COP teniendo en cuenta el consumo eléctrico de los equipos auxiliares (figura 7.29), que suman una potencia de 800 W.

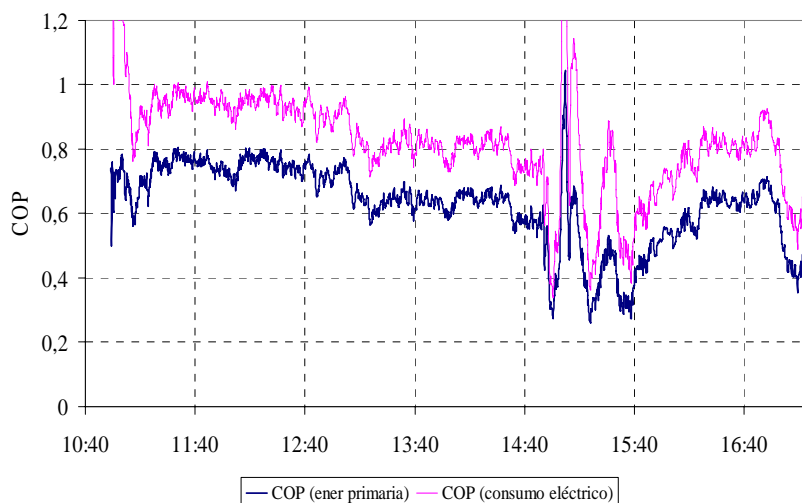


Figura 7.29. COP considerando el consumo eléctrico y el consumo de energía primaria para el día caluroso (PII).

En la figura 7.29 se aprecia que al incluir el consumo eléctrico cuando la máquina está trabajando a carga parcial (el cual es prácticamente el mismo que a carga nominal), su influencia sobre el COP es mayor. Por ello el COP, considerando el consumo eléctrico, es menor en este ensayo que en el caso del día más caluroso.

➤ Representación del ciclo de funcionamiento en el diagrama de Dühring

A continuación se representa el ciclo de funcionamiento del prototipo en un diagrama de Dühring durante su funcionamiento para uno de los instantes más calurosos de este ensayo (17:05 horas).

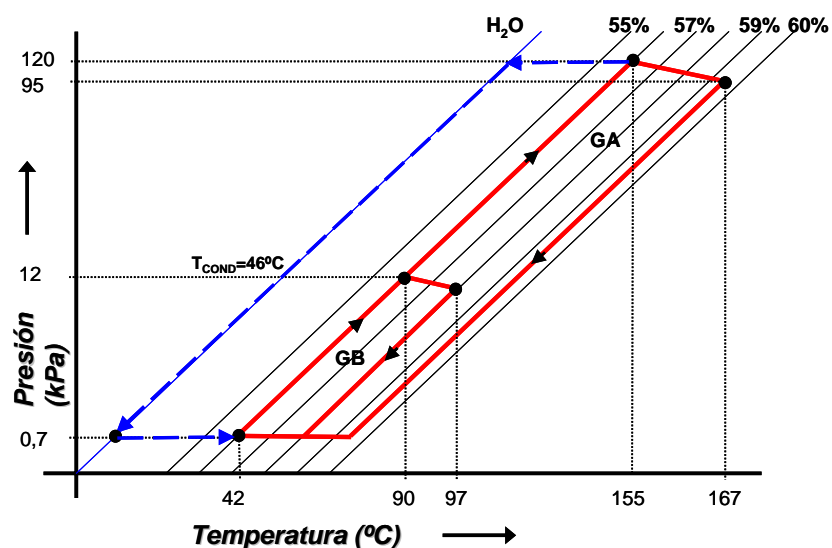


Figura 7.30. Diagrama de Dühring ($p - T - X$) para el ciclo de funcionamiento del prototipo de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ de doble efecto condensado por aire para el día caluroso (PII).

En este ensayo los incrementos de la concentración de la disolución que circula por ambos generadores son inferiores también a la simulación teórica: 4% para el generador de alta, y 2,5% en el generador de baja temperatura; frente al incremento de 7% para la simulación teórica. Es necesario mencionar que la concentración inicial de la disolución en este ensayo fue alrededor del 59%. Esto provocó una mayor aproximación del ciclo a la zona de cristalización, pero también mejoró la eficiencia, consiguiendo valores del COP y de la temperatura del agua fría competitivos con los aparatos de aire acondicionado presentes en el mercado.

La figura 7.31, obtenida mediante el mismo programa que el empleado para las figuras 5.2 y 7.22 pero introduciendo ahora las condiciones del experimento, predice el COP que debiera obtenerse para una temperatura de condensación de 46 °C, una temperatura de evaporación de 5 °C, un incremento de concentración de la disolución medio de algo más del 3% y una distribución de caudales igual que en el experimento anterior ($\dot{m}_{11} = 1,1\dot{m}_8$). Para estas condiciones el COP de la máquina sale alrededor de 1 que coincide aproximadamente con el obtenido en el experimento.

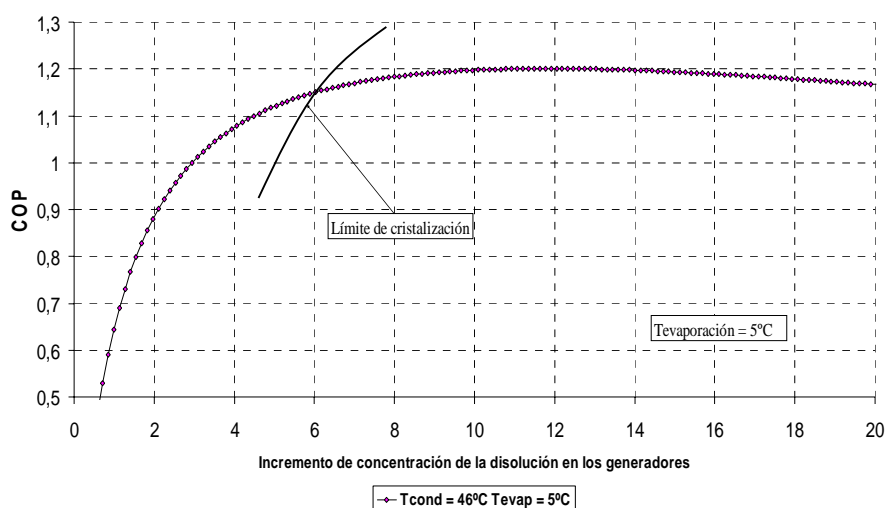


Figura 7.31. Evolución del COP en función del incremento de la concentración de la disolución para $T_{\text{COND}} = 46^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{EVAP}} = 5^{\circ}\text{C}$.

Adviértase que el incremento óptimo real según la figura 7.31 sería el 6 %, ya que es el límite de concentración que, una vez superado, daría lugar a la formación de cristales.

7.4 Comparación de los resultados experimentales con los obtenidos mediante simulación

➤ Prototipo I

La comparación de unos resultados que se han obtenido experimentalmente con los obtenidos mediante simulación teórica no siempre es tarea fácil. En el caso del PI, las condiciones ambientales que se han dado en el interior de nuestro laboratorio no han sido todo lo controlables que se hubiera deseado de haber dispuesto de una cámara climática. Esto hubiera posibilitado el acercarse con más precisión a las condiciones fijadas en la teoría.

Los ensayos realizados fueron todos muy similares. Se buscaba probar el funcionamiento del prototipo bajo condiciones exteriores lo más adversas posibles.

Las razones que explican las discrepancias entre los resultados experimentales del prototipo I y los teóricos pueden encontrarse entre las siguientes:

1. El empleo de una disolución de baja concentración en LiBr (57%) ha asegurado que la máquina opere en una zona alejada del límite de cristalización, pero con la desventaja de que la eficiencia en la transferencia de masa en el absorbedor es peor por el hecho de trabajar con una concentración menor.
2. El área de intercambio en el GA ha sido inferior a la necesaria para proporcionar una potencia mayor.
3. Las pérdidas de calor en los diferentes conductos e intercambiadores.

Como consecuencia de las razones anteriormente expuestas la potencia frigorífica obtenida es inferior a la simulada y lo mismo ocurre con el COP.

➤ Prototipo II

Muchos de los problemas encontrados en el PI fueron solventados en el siguiente prototipo, el PII; si bien este prototipo, al estar diseñado para producir 7 kW de potencia nominal, se aleja de la máxima carga térmica que en la simulación teórica era de 12,4 kW. Por su parte, también los niveles de concentración han sido inferiores a los empleados en la simulación teórica, con una concentración inicial de la disolución del 56%. La máxima potencia que ha sido capaz de conseguir este prototipo ha sido de 5,5 kW (figura 7.26).

7.5 Comparación del PII con las máquinas existentes en el mercado

En la tabla 7.1 se muestra la comparación entre los principales parámetros obtenidos en los resultados experimentales y los obtenidos mediante simulación para ambos prototipos.

Tabla 7.1. Comparación de los resultados teóricos con los resultados experimentales para la máxima temperatura exterior.

	Resultados teóricos	Resultados experimentales (PI)	Resultados experimentales (PII)
T ambiente (°C)	42,7	41,5	40,4
T condensación (°C)	55,7	53,5	53
T final ebullición (GA)	188,3	151	153
Concentración inicial (%)	60,1	57	56
Incremento concentración (GA)	4,9%	2%	3,5%
Incremento concentración (GB)	4,9%	1%	2%
\dot{Q}_g (kW)	11,4	6,8	3,3
\dot{Q}_e (kW)	12,4	3,7	3,6
COP¹	1,1	0,5	1,1

¹El cálculo del COP se ha hecho sin considerar los consumos eléctricos.

Observando la tabla anterior se percibe que las condiciones ambientales más adversas, en los resultados teóricos y en los experimentales, fueron bastante parecidas. Sin embargo, se muestra una notable diferencia en las temperaturas finales de ebullición en el GA, debido a que este componente no tiene área suficiente de intercambio. Esta es la razón por la cual los incrementos de concentración de la disolución en los dos generadores son inferiores al caso teórico. No obstante, esto conllevó que los prototipos trabajaran alejados de la zona de cristalización y con un buen COP para el caso del PII. Adviértase que los COPs están calculados para temperaturas muy por encima del valor que se suele tomar como nominal: 35°C.

7.5 Comparación de las prestaciones del prototipo II con las máquinas existentes en el mercado

Para valorar correctamente los resultados obtenidos en esta tesis en el funcionamiento del prototipo II (el que mejor COP ha proporcionado) es necesario comparar la respuesta obtenida, con la que proporcionan los sistemas de climatización existentes actualmente en el mercado.

Los sistemas de climatización de pequeña potencia que podemos encontrar en el mercado son:

- **Tipo I:** máquina frigorífica de *compresión mecánica* accionada por *electricidad*
- **Tipo II:** máquina frigorífica de absorción de *bromuro de litio/agua* de *simple efecto*.
- **Tipo III:** máquina frigorífica de absorción de *cloruro de litio/agua* de *simple efecto*.
- **Tipo IV:** máquina frigorífica de absorción de *agua/amoniaco*.
- **Tipo V:** máquina frigorífica de absorción de *bromuro de litio/agua* de *simple efecto*, condensada por *aire*.
- **Tipo VI:** máquina frigorífica de absorción de *bromuro de litio/agua* de *doble efecto*, condensada por *agua*.

Para llevar a cabo la comparación de la forma más precisa posible se ha creído oportuno evaluar el funcionamiento de estos sistemas en base a una serie de parámetros característicos:

- *Eficiencia energética* (COP), calculada para una temperatura ambiente de 35 °C y referida a la energía primaria consumida.
- Temperatura de producción de frío, denominada *temperatura de impulsión*, t_i .
- *Capacidad de enfriamiento* referida a la *temperatura del fluido condensante*, t_{fc} . Este parámetro se define por la diferencia obtenida por la máquina entre la temperatura del fluido condensante t_{fc} y la temperatura de impulsión, t_i ; y se expresa como, $\Delta t = t_{fc} - t_i$.

7.5 Comparación del PII con las máquinas existentes en el mercado

- El tipo de *energía motriz* utilizada para su accionamiento: electricidad, calor residual, gas, renovables, etc.
- El *refrigerante* utilizado.
- *Impacto ambiental* que provoca la máquina en su funcionamiento.
- El *tamaño* de la máquina.
- El *sistema de condensación* empleado: agua de torre; agua de piscina o por aire.

A continuación se efectúa la comparación a través de la tabla siguiente.

Tabla 7.2. Comparación del prototipo con las máquinas existentes en el mercado.

	COP	t_i (°C)	ΔT (K)	Energía motriz	Refrigerante	Impacto ambiental	Tamaño ^e	Sist. Condens.	Marcas
Tipo I	2,5 ^a	10 ÷ 16	25 ^b	Electricidad	HFCs	PEID ^c = 3500 veces el del CO ₂	Reducido	Aire	Carrier, Daykin,
Tipo II	0,7	8 ÷ 16	15 ÷ 18 ^d	Comb fósiles, calor residual, renovables o de caldera	Agua	Ninguno	Grande	Agua de torre	Yazaki (35 kW) Phoenix (10 kW)
Tipo III	0,7	10 ÷ 16	15 ^d	Comb. fósiles, calor residual y renovables	Agua	Ninguno	Muy grande: 2,5 m ³ sin incluir torre	Agua de torre	ClimateWell (10-20 kW)
Tipo IV	0,65	10 ÷ 16	25 ^b	Comb. fósiles, calores residuales y renovables	Amoníaco	Cuestionado por razones de seguridad	Competitivo con tipo I	Aire	Robur (10-20 kW)
Tipo V	0,50	12 ÷ 22	18 ^b	Comb. fósiles, calores residuales y renovables	Agua	Ninguno	Competitivo con tipo I: 1 m ³	Re-cooling	Rotartica (4,5 kW)
Tipo VI	1,2	10 ÷ 16	15 ÷ 18 ^d	Comb fósiles, calor residual, renovables o de caldera	Agua	Ninguno	Grande	Agua de torre	Broad (16 kW)
PII	1,1	7 ÷ 16	25 ^b	Combustibles fósiles	Agua	Ninguno	Competitivo: 1 m ³	Aire	-----

^a El COP nominal es aproximadamente 2,5; si se incluye el consumo eléctrico de equipos auxiliares queda 2,2, y si se refiere este COP a energía primaria: $2,2 \cdot 0,38 = 0,84$.
($\eta_{central} = 0,38$)

^b Este parámetro está evaluado para una temperatura exterior de 40°C.

^c PEID: Potencial de efecto invernadero directo.

^d Este parámetro está evaluado en este caso para una temperatura del agua de la torre que alimenta al condensador-absorbedor de 27°C.

^e Los tamaños de las máquinas son valorados en relación a las de compresión mecánica (tipo I).

De la tabla 7.2 se deduce que el Prototipo II es competitivo en tamaño y eficiencia con el resto de máquinas presentes en el mercado. Al incluir en el cálculo del COP de las de compresión mecánica los consumos eléctricos de los equipos auxiliares y referirlos a energía primaria, su COP se reduce a 0,84. Bajo estas mismas condiciones el PII ofrece un COP de 0,75 (figura 7.20)

7.6 *Análisis de incertidumbre*

En este apartado se analizan las posibles fuentes de error que tienen influencia en la exposición de los resultados experimentales. Entre ellas cabe destacar los errores debidos a la precisión de los aparatos de medida y los errores debidos a la precisión de la ecuaciones termodinámicas de la mezcla LiBr/H₂O.

Las variables obtenidas directamente de las mediciones realizadas con los propios sensores llevan asociada una incertidumbre que depende del propio aparato de medida (tabla 7.3).

Tabla 7.3. Márgenes de error en la medida de los diferentes sensores empleados

Tipo de sensor	Error
Pt 100 de platino de inmersión	$\pm 0,1K$
Pt 100 de cuatro hilos de contacto superficial	$\pm 0,1K$
Indicador Digital PMA	$\pm 0,1\%$ de la lectura
Caudalímetro ultrasónico	$\pm 1-3 \%$ de la lectura
Sistema adquisición de datos (DC-100)	$\pm 0,05\%$ de la lectura
Transductor de presión	$\pm 0,25 \%$ del rango de medición

Por otro lado la incertidumbre global de un determinado parámetro se debe a la propagación de las incertidumbres asociadas a cada sensor (Beckwith et al., 1993).

Entre las especificaciones que proporcionan los fabricantes de los sensores viene, entre otros datos, la precisión δ del sensor, que representa la máxima desviación en la medida respecto al valor real. Asumiendo que todos los valores dentro del intervalo 2δ son igualmente probables, la incertidumbre del aparato de medida se calcula mediante la siguiente expresión:

$$u = \frac{\delta}{\sqrt{3}} \quad (7.6)$$

Si un determinado mesurando F depende de un número determinado de variables medidas, v_i , cuyas incertidumbres asociadas son $u(v_i)$, entonces la contribución de la incertidumbre $u(F)$ de v_i en F viene definida por la siguiente ecuación,

$$u_i(F) = \frac{\partial F}{\partial v_i} \cdot u(v_i) \quad (7.7)$$

Donde $\frac{\partial F}{\partial v_i}$ es el coeficiente de sensibilidad.

La incertidumbre global de F vendría dada por la siguiente expresión (Kline y McClintock, 1959),

$$u(F) = \sqrt{\sum \left[\frac{\partial F}{\partial v_i} \cdot u(v_i) \right]^2} \quad (7.8)$$

Aplicando estas expresiones a los principales parámetros que definen el funcionamiento del prototipo como máquina frigorífica se calculan sus incertidumbres a partir de la propagación de las incertidumbres de cada una de las variables medidas directamente (tabla 7.4).

Tabla 7.4. Incertidumbres de los principales parámetros de funcionamiento de los prototipos.

Parámetro	Incertidumbre
Capacidad de refrigeración (Q_{EVAP})	$\pm 8,1\%$
Potencia calorífica (Q_{GA})	$\pm 6,1\%$
COP	$\pm 9,5\%$

En esta tabla se han presentado las incertidumbres denominadas “expandidas”. Estas incertidumbre se obtienen aplicando un factor de cobertura K a la incertidumbre típica combinada. Este factor K se suele tomar entre 2 y 3, asumiendo que el 2 se identifica aproximadamente con el nivel de confianza del 95 % y el 3 con el del 99 %. En este caso se ha tomado $K = 2$.

7.7 Conclusiones

En este capítulo se han presentado los resultados experimentales derivados de los diferentes ensayos a los que han sido sometidos dos prototipos de LiBr/H₂O de doble efecto condensados por aire. Las conclusiones obtenidas han sido las siguientes:

- El sistema absorbedor/condensador mostrado en la figura 5.1 ha posibilitado que el prototipo sea capaz de funcionar en condiciones muy desfavorables (por encima de los 40 °C). Para la temperatura máxima de 41,5 °C la temperatura de absorción alcanzó 51,5 °C. Esto ha sido posible gracias a que la disolución que se encarga de absorber el refrigerante en el absorbedor es enfriada directamente por el aire en un intercambiador de calor externo al mismo, sin utilizar fluidos intermedios.
- Datos más relevantes obtenidos en el funcionamiento de los dos prototipos:

Prototipo I

- Durante el ensayo elegido como representativo del conjunto total de ensayos, la temperatura ambiente ha variado desde 34 °C de temperatura mínima hasta 41,5 °C de temperatura máxima.
- El prototipo PI consigue enfriar un tanque de 1000 litros de agua desde una temperatura inicial de 22,5 °C hasta una temperatura final de salida del agua de la máquina de 12,5 °C, en 3 horas 20 minutos. Para la T^a final de 12,5 °C la T^a ambiente era de 38 °C.
- La potencia frigorífica que es capaz de desarrollar el prototipo una vez superado el período transitorio del arranque, es de alrededor de 4,5 kW para una temperatura ambiente próxima a los 40 °C.
- El COP del prototipo referido a la energía primaria consumida es de casi 0,6 para una T^a ambiente de 38 °C. Este dato resulta bastante significativo si se tiene en cuenta que el valor del COP (referido a energía primaria) de una máquina comercial de compresión mecánica es de aproximadamente 0,84.

Prototipo II

- El prototipo PII ha obtenido mejores resultados que el PI. Ha sido un prototipo diseñado para producir 7 kW de agua fría y de un tamaño de 1 m³. Consigue enfriar el tanque de 1000 litros de agua desde una temperatura inicial de 26,5 °C hasta una temperatura final de salida del agua de la máquina de 10,5 °C para una temperatura ambiente de 37,5°C (ensayo “muy caluroso”). Para una temperatura ambiente de 40°C la temperatura de salida del agua fría fue de 13,5°C.
- En el ensayo “caluroso” el PII obtuvo una temperatura mínima de salida del agua de refrigeración de 7,2°C para una temperatura ambiente de 32°C.
- La potencia máxima frigorífica es de 5,5 kW para una temperatura ambiente de 39 °C.
- El COP del PII referido a la energía primaria consumida es de 0,7 para una temperatura ambiente de 40 °C.

La principal diferencia entre los resultados obtenidos experimentalmente y los obtenidos mediante la simulación teórica radica en el calor aportado al generador de alta temperatura: 11,4 kW en la simulación teórica; 5 kW en los experimentos. Este límite en la potencia calorífica experimentado durante los ensayos ha venido impuesto porque los intercambiadores de calor no han sido optimizados. Las consecuencias derivadas de ello han sido entre otras:

- Los incrementos de concentración empleados en la disolución en los dos generadores, tanto en el PI como en el PII, han sido inferiores a los óptimos calculados en el capítulo 5º de simulación.
- La potencia frigorífica que han sido capaz de desarrollar los prototipos para las condiciones ambientales más adversas ($T_{amb} = 41\text{ °C}$) ha sido de 3,5 kW para el PI y 4 kW para el PII. Desde el punto de vista del Prototipo II se puede considerar un éxito ya que fue diseñado para proporcionar 7 kW a una temperatura ambiente de 35°C.

Sin embargo este mismo límite en la potencia calorífica también ha traído consecuencias positivas, y la principal ha sido:

- El Prototipo II es capaz de operar con un COP *competitivo* con una concentración de la disolución muy alejada del límite de cristalización, y además con una temperatura final de ebullición relativamente baja (153 °C) para la máxima temperatura ambiente (40,4 °C).

La comparación de la respuesta del prototipo con la que ofrecen las máquinas comerciales ofrece conclusiones muy positivas. Se hace mención especial al prototipo II ya que es una versión más evolucionada y mejorada que el PI:

- El Prototipo PII es competitivo en eficiencia y en tamaño con los aparatos comerciales de aire acondicionado.
- Su impacto ambiental es inferior al provocado por las de compresión mecánica.
- Su sistema de condensación es el mismo que el usado por las de compresión mecánica: aire; evitando así el uso de torres de refrigeración.
- La temperatura de impulsión del agua fría (t_i) se encuentra en el mismo rango que las de compresión mecánica (entre 10 y 16 °C).
- Su *capacidad de enfriamiento*² es de 25K, tan alta como la de los aparatos de aire acondicionado de compresión mecánica.

² Parámetro definido en el apartado 7.5

Chapter 8

8 CONCLUSIONS

The theoretical and experimental conclusions of this Thesis are exposed in this last chapter. Furthermore, the new contributions that this work presents are specified. Finally, the research lines that may open new tracks for the future are drawn.

8.1 Introduction

In this work the initial goals have been achieved. These goals were:

- To carry out a model and a theoretical simulation for the working of a high efficiency absorption machine, both water-cooled and air-cooled, calculating the values of the solution increments that optimize the COP, when the solution crosses over the high and low temperature desorbers.
- From these simulations, working parameters of these machines were calculated, in order to obtain the *optimum working point*, for any outdoor temperature given. These simulations would be performed to three complete representative summer days.
- To design an experimental model and to apply it into two *air-cooled* double effect LiBr/H₂O absorption prototypes; installing the necessary transducers (pressure, temperature, flow, etc.) and data acquisition system.
- Finally, to classify and to make an interpretation of the experimental results obtained during the tests, comparing them with the theoretical results and with the low power air conditioning chillers existing on the market.

Next, the conclusions derived from this thesis are described more deeply. These conclusions may be considered a step up to achieve the design of an air-cooled absorption machine suitable to be installed in housing and automotive systems, and be competitive with the electrical machines.

8.2 Conclusions

In this Thesis, water-cooled and air-cooled double effect LiBr/H₂O absorption machines have been studied theoretically and experimentally.

The conclusions have been divided in several sections:

1. From the point of view of the interest on research and development of air-cooled low power absorption machines:

- Nowadays, there is an increasing interest in searching for alternative energy sources and reducing the environmental impact produced by energies derived from the combustion of fossil materials. In fact, this is confirmed when analyzing plans and research projects, both in Spain and in the European Union. Energy sustainability, for both building and transport industries, plays

an important role into these plans. An extraordinary interest is being showed on this field in order to develop friendly-environmental air-conditioning devices, competitive with mechanical compression chillers. The spectacular oil price raise has been a boost to invest on the searching of alternative and sustainability energy sources.

- In chapter 3, analyzing the state of the art, a growing number of theoretical and experimental works based on the development of low power air-cooled absorption machines has been found. To research on this field has been estimated very necessary because nowadays there is not any machine of these characteristics competitive with electrical chillers. Furthermore, there is no any air-cooled double-effect machine on the market.
- The critical point in LiBr/H₂O absorption machines is the crystallization phenomenon. A lot of works in the literature develop additives or new mixtures in order to distance themselves from the crystallization line. Even some authors as Liao (2004) consider that air-cooled LiBr/H₂O absorption machines cannot obtain low chilled water temperatures without risking to crystallize the solution. In this thesis it has been decided to keep the conventional absorbent/refrigerant pair (LiBr/H₂O), but working with no high levels of concentration in the solution (between 56 % and 60 %). Despite of this, low chilled water temperatures have been obtained. Besides the fact of achieving a good efficiency without adding any additives and working away from crystallization line points out that this efficiency can be improvable.

Therefore, it has been proven theoretically and experimentally that with this technology it is feasible to develop a competitive machine, even working without additives.

2. From the point of view of modeling and simulation of a high-efficiency air-cooled LiBr/H₂O machine:

- In this thesis the distribution of the flow between both generators has been chosen parallel flow. The reason to make this option is because pressure drops are reduced and the split process of the refrigerant vapour is improved.
- A modelling and simulation of an *air-cooled* LiBr/H₂O machine have been carried out. This type of machine has a COP very close to water-cooled and, furthermore, it works without cooling tower, minimizing the size and avoiding

legionella problem. These characteristics are essential in order to introduce these machines on the residential and automotive markets.

- The series absorber/condenser air-cooling system has brought some advantages:
 - Decrease in absorption temperature.
 - Reduction in the size of the machine.
- The change in the solution concentration optimizes the COP for variations between 9,5% and 11,9%. On the other hand, concentrating a 7% implies a reduction in the efficiency of just 0,03%. Because of this a change of 7% in the solution concentration in both desorbers has been selected (as long as it is not higher than 65%). By means of this reduction in the concentration it is possible to work with a lower temperature heat source.
- The distribution of the mass solution flow towards both desorbers has been found as a decisive factor in the efficiency of the machine. The optimal regulation corresponds to similar flows but slightly higher the mass flow through low temperature desorber.
- Main simulation results:
 - Maximum thermal load: 12,4 kW.
 - Refrigerant mass flow 19,8 kg/h:
 - Condensation temperature: 54,1°C
 - High desorber heat transfer rate: 12,9 kW.
 - $COP = 1,2$.
- Taking into account the electrical consumption COPs are:
 - Medium stationary COP including electrical consumption: 1.
 - Medium stationary COP including electrical consumption referred to primary energy: 0,8.

3. From the point of view of the experimental results with the two prototypes:

- Prototype I
 - This machine cooled a 1000 kg water tank from an initial temperature of 22,5°C to 12,5°C at the end of the experiment, in 3 hours and 20 minutes.

- During the test, outdoor temperature varied from 34 °C to 41,5 °C. At the end of the test the water temperature in the tank was 12,5 °C, when the outdoor temperature was 38 °C.
- The maximum cooling power developed by PI was 7,5 kW during the transient in the start-up. This cooling power was about 4,5 kW for an outdoor temperature of 40 °C.
- PI's COP referred to primary energy was 0,6 for an outdoor temperature of 38 °C. This value is quite relevant taking into account that mechanical compression machines COP (referred to primary energy) is about 0,84.
- Prototype II
 - PII cooled the 1000 kg water tank from 26,5 °C to 10,5 °C at the end of the experiment, when outdoor temperature was 37,5 °C. Besides PII produced chilled water at 13,5 °C when outdoor temperature was 40 °C.
 - This prototype produced chilled water at 7,2 °C for an outdoor temperature of 32°C.
 - Its maximum cooling power was 5 kW (outdoor temperature: 39°C).
 - COP: 1,2. And COP referred to primary energy: 0,7, for an outdoor temperature of 40 °C.
- Comparison between experimental and theoretical results
 - The main difference between experimental and theoretical results is the heat transfer rate in the high desorber: 11,2 kW in the theoretical simulation; 5 kW the experiments. This is due to the fact the cooling experimental demand was lower than the theoretical one. The consequences derived from this have been among others:
 - Changes in the solution concentration for both desorbers, PI (1% low desorber and 2% high desorber) and PII (2% low desorber and 3,5% high desorber), have been lower than the optimum ones (5% approximately for these temperature conditions).
 - Cooling power developed by both prototypes during the highest outdoor temperatures (41 °C) has been: 4,5 kW for the PI, and 3,6 for the PII.

However, this reduction in the heat transfer rate in the high desorber has also brought positive consequences, especially for PII:

- PII developed a competitive COP working with a low concentration far away from the crystallization line, and with an ending boiling temperature relatively low (153 °C) for the maximum outdoor temperature (40,4 °C).
- The comparison between Prototype II and the machines existing on the market has offered conclusions very positive:
 - PII is competitive in efficiency and size with commercial machines.
 - Its environmental impact is lower than mechanical compression machines produce.
 - The cooling system is the same as mechanical compression machines use: air; avoiding the use of cooling towers.
 - The range of the chilled water temperature is similar to the mechanical compression (between 10 and 16 °C).
 - Its *cooling capacity*¹ is about 25 °C, as high as in the electrical machines.

¹This parameter has been defined in section 7.5

8.3 Contributions

Several new works has been carried out in this thesis:

- Develop a program to obtain the optimum difference in the concentration of the solution in both desorbers, in order to maximize COP in water-cooled and air-cooled double effect LiBr/H₂O cycles.
- Modelling and simulation of a water-cooled and an air-cooled double effect LiBr/H₂O machine (including in the program the previous results obtained for the concentration of the solution) achieving the variation of the main working parameters for three representative summer days, just as the stationary values for the whole cooling season.
- Development of a series air-cooled system, cooling absorber, condenser and subcooling, in this order. A new “adiabatic” absorber is tested, where the solution is cooled outside the absorption chamber. This system allows working with low absorption temperatures, achieving very low chilled water temperatures without crystallizing the solution.
- To our knowledge, this thesis reports for the first time experimental results of an air-cooled double effect LiBr/H₂O prototype. Furthermore, there is not any air-cooled double effect LiBr/H₂O machine in the market. Comparing these results with the machines existing in the market it has concluded that PII is competitive in efficiency and in chilled water temperature with the commercial machines.

8.4 Researching works for the future

Next several future works derived from this thesis are presented. These works are thought to carry them out for the short and medium term:

1. Optimize heat transfer in the high temperature desorber. To achieve this, it will be necessary to determine heat transfer coefficients for a lithium bromide/water mixture during forced flow in a plate heat exchanger (preliminary work done by Marcos et al., 2008).
2. Design and build an air-cooled single effect LiBr/water prototype be driven with solar energy. To accomplish this all the knowledge and experience acquired with the double effect prototypes will be applied.

BIBLIOGRAFÍA

Alefeld, G., Demmel, S., Kern, W., Scharfe, J.; Riesch, P., Ziegler, F., 1991, *Advanced absorption cycles and systems for environmental protection*. Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91. pp. 9-17. Tokyo.

Alvares S. G. and Trepp, Ch., 1987a, *Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system Part 1: mathematical description and system optimization*. International Journal of Refrigeration, Vol. 10, I. 1, pp. 40-48.

Alvares S. G., Trepp, Ch., 1987b, *Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system Part 2: viability for milk cooling at remote Brazilian dairy farms*. International Journal of Refrigeration, Vol. 10, I. 2, pp. 70-77.

Anand, G. and Erikson, D.C., 1999, *Identification and evaluation of advanced GAX cycles for space conditioning*. International Sorption Heat Pump Conference ISHPC '99, pp. 507-521. Munich.

Arivazhagan, S., Saravanan, R. and Renganarayanan, S., 2006, *Experimental studies on HFC based two-stage half effect vapour absorption cooling system*. Applied Thermal Engineering, Vol. 26, I. 14-15, pp. 1455-1462.

Arun, M. B., Maiya, M. P. and Srinivasa, S., 2001, *Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems*. Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 1273-1279.

Berestneff, A. A., 1949, *Absorption refrigeration*. Mech. Eng., vol. 72, p. 216-220.

Biermann, W. and Reimann, R., 1984, *Air Cooled Absorption Chillers for Solar Cooling Applications*, Carrier Corporation, EG-77-C-03-1587.

Bruno, J. C., Ortiz, A. M. and Coronas, A., 2002, *Estado actual de la implantación de las tecnologías de refrigeración por absorción para la recuperación de calor en cogeneración*, Avances en Ciencias y Técnicas del Frío I. Libro de actas del I Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío I. Cartagena, pp.19-29.

Bourouis, M., Vallès, M., Medrano M. and Coronas, A., 2005, *Absorption of water vapour in the falling film of water-(LiBr + LiI + LiNO₃ + LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions*. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 44, No. 5, pp. 491-498.

Castro, J., Leal, L., Pozo, P., Pérez-Segarra, C.D. and Oliet, C., 2002, *Development and performance of an air-cooled water-libr*. Proceedings of the International Forum on Renewable Energies FIER'2002. Tétouan (Maroc).

De Vuono, A.C., Hanna, W.T., Osborne, R.L., and Ball, D.A., 1992, *Development of a Double-effect Air-Conditioner Heater (DEACH). Phase 3 and Final Report, January 1990-December 1991. Phase 3, September 1987-December 1991*. Overall Project,

report by Battelle and Gas Research Institute.

Eber, N., 1967, *A new analysis of rectification in absorption refrigeration*, XII International Congress of Refrigeration, Madrid, pp. 1339–51.

Edera, M. and Kojima, H., 2002, *Development of a new gas absorption chiller heater – Advanced utilization of waste heat from gas-driven co-generation systems for air-conditioning*. Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 1493-1501.

Ellington, R.T., 1957, *The absorption cooling process*. Institute of Gas Technology. Chicago 16. Illinois, pp: 8, 23-30, 40-43.

Erickson, D.C., 1995, *Waste-Heat-Powered Ice-maker for Isolated Fishing Village*. ASHRAE Transactions, 101(Part 1), pp.1185-1188.

Figueredo, G., Bruno, J.C., Ortiga, J. y Coronas, A., 2003, *Bomba de calor/enfriadora de agua por absorción de agua-LiBr de doble etapa accionada con energía solar*. III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Valencia.

Foley, G., DeVault, R., and Sweetser, R., 2000, *The Future of Absorption Technology in America – A Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation*-. Advanced Building Systems Conference, June 16.

Henning, H., 2007, *Solar assisted air conditioning of buildings – an overview*. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1734-1749.

Herold, K.H., Radermacher, R. and Klein S., 1996, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press.

IDAE, 2006, Boletín Agosto-Septiembre.

Instituto Nacional de Estadística, 2004, *Resultados definitivos del censo de población y viviendas*. España.

Izquierdo, M., Hernandez, F. and Martín, E., 1994, *Solar effect cooling in Madrid: energetic efficiencies*. Solar Energy, Vol. 60, Nº 6, pp. 367–377.

Izquierdo, M., 1996, *Apuntes de Tecnología frigorífica de absorción*. Curso del Fondo Social Europeo. Universidad Carlos III de Madrid, Leganés.

Izquierdo, M., de Vega, M., Lecuona, A., Rodríguez, P., 2000, *Entropy generated and exergy destroyed in lithium bromide thermal compressors driven by the exhaust gases of an engine*. International Journal of Energy Research, Vol. 24, pp. 1123-1140.

Izquierdo, M., de Vega, M., Lecuona, A., Rodríguez, P., 2002, *Compressors driven by thermal solar energy: entropy generated, exergy destroyed and exergetic efficiency*. Solar Energy, Vol. 72, Nº 4, pp. 363-375

Izquierdo, M., Venegas M., Rodríguez, P. and Lecuona, A., 2004, *Crystallization as a limit to develop solar air-cooled LiBr-H₂O absorption systems using low-grade heat*. Solar Energy Materials & Solar Cells, Vol. 81, pp. 205-216.

Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D. and G. Gutiérrez, 2008, *Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005*. Applied Thermal Engineering, Vol. 28, Issues 8-9, pp. 1074-1081.

Jurng Jongsoo et al., *Design of a high-temperature desorber for an air-cooled small-sized LiBr absorption heat pump*. Korea Institute of Science and Technology (KIST), MOST Report BSM0500-5478-2 (1995).

Kim, D.S. and Infante Ferreira, C.A., 2005, *Air-cooled solar absorption air conditioning*, Final report. Research funded in part by Senter Novem in the framework of the BSE-NEO (0268.02.03.04.0008).

Kim, D.S., 2007, *Solar absorption cooling*, Ph.D. Thesis, University of Technology of Delft, The Netherlands.

Koo, K. K., Lee, H.R., Jeong, S., Oh, Y. S., Park, D. R., Baek, Y. S., 1998, *Solubilities, Vapor Pressures, Densities, and Viscosities of the (Water + Lithium Bromide + Lithium Iodide + Lithium Chloride) System*. J. Chem. Eng. Data, Vol. 43, No. 5, pp. 722-725.

Kulankara, S., 1999, *Effect of enhancement additives on the absorption of water vapor by aqueous lithium bromide*, Ph.D. Thesis, University of Maryland, College Park.

Kurosawa, S., Yoshida, A., and Ogawa, M., 1988, *Development of Next-Generation Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heaters*, Advanced Absorption Workshop, October.

Lamp, P., Ziegler, F., 1998, *European research on solar-assisted air conditioning*, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 2, , pp. 89-99.

Lee, H. -R., Koo, K. -K., Jeong, S., Kim, J. -S., Lee, H., Oh, Y. -S., Park, D. -R. and Baek, Y. -S., 2000, *Thermodynamic design data and performance evaluation of the water + lithium bromide + lithium iodide + lithium nitrate + lithium chloride system for absorption chiller*. Applied Thermal Engineering, Vol. 20, No. 8, pp. 707-720.

Liao, X., Garland, P., and Radermacher, R., 2004, *The Modeling of Air-Cooled Absorption Chiller Integration in CHP System*. Proceedings of IMECE2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 13-19, Anaheim, California.

Liao, X., 2004, *The development of an air-cooled absorption chiller concept and its integration in CHP systems*. Ph.D., Mechanical Engineering, University of Maryland, College Park.

Liao, X. and Radermacher, R., 2007, *Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems*. International Journal of Refrigeration, Vol. 30, Issue 5, pp. 904-911.

Lorton, R., Gilchrist, K, and Green, R.J., 1999, *Development and Operation of a High Performance 10 kW Absorption Chiller*. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, March 24-26, Munich, Germany.

Lucas, A. d., Donate, M. and Rodríguez, J.F., 2006, *Vapour pressures, densities, and viscosities of the (water + lithium bromide + potassium acetate) system and (water + lithium bromide + sodium lactate) system*. The Journal of Chemical Thermodynamics, Vol. 38, No. 2, pp. 123-129.

Marcos, A., 1988, *Pierre Duhem: la filosofía de la ciencia en sus orígenes*, PPU, Barcelona. I.S.B.N.: 84-7665-223-2. 255 págs

Marcos, J.D., Izquierdo, M., Lizarte, R. y Burguete, A., (2007), *Refrigeración de viviendas españolas: consumo de electricidad y emisiones según los protocolos de kioto y Montreal*. Proceedings of the II International Workshop Advances in Engineering of HVAC&R, Abril 23-24, Faro, Portugal.

Marcos, J.D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E. and Infante Ferreira, C.A., 2008, *Experimental Boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture*, Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference, September 23-26, Seoul, South Korea.

McNeely, L.A., 1979, *Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide*, Ashrae Transac., Vol. 85, pp. 413-435.

Medrano, M., Bourouis, M. and Coronas, A., 2002, *Absorption of water vapour in the falling film of water–lithium bromide inside a vertical tube at air-cooling thermal conditions*, International Journal of Thermal Sciences. Vol. 41, pp. 891–898.

Okano, T., Asawa, Y., Fujimoto, M., Nishiyama, N. and Sanai, Y., 1994, *Development of an air-cooled absorption Refrigerating Machine Using a New Working Fluid*, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, Published by Publ. by ASME, NewYork, USA. Vol.31, pp. 311-314.

Oliva, A., Castro, J., Pérez-Segarra, C.D., Lucena, M.A., Martínez, J.C., Simonin, J., Brachthäuser, G., Arrarás, M.J and Lavandeira, J.C., *CRAFT-JOULE project: air-cooled water-LiBr absorption cooling machine of low capacity for air conditioning (ACABMA)*. Proceedings of the ISES Forum 2000, paper number DSSA 10-09.

Pinazo, J.M., Villena, J.A. y Martínez, P.J., 2000, *Aplicaciones de la energía solar a la climatización. Análisis del funcionamiento de diferentes ciclos de absorción en el seno de una instalación solar*, El Instalador.

Red Eléctrica de España, 1998, *Proyecto Indel, Atlas de la demanda eléctrica española*.

Proyecto de investigación y desarrollo electrotécnico.

Red Eléctrica de España, 2008, *El sistema eléctrico español*.

Ryan, W.A., 1995, *Absorption in Sprays: Adiabatic Water Absorption in a Spray of an Aqueous Solution of Lithium Bromide*, Gas Research Institute, GRI-96/0404, December.

Siatka, J., 1983, *Waste energy recovery by absorption systems for cooling, drying and heating*. Proceedings of the XVIth International Congress of Refrigeration. Vol. V. París.

Syed, A., Izquierdo, M., Rodríguez, P., Maidment, G., Missenden, J., Lecuona, A. and Tozer, R., 2005, *A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid*. International Journal of Refrigeration, Vol. 28, Pages 859-871.

Thévenot, R., 1979, *A history of refrigeration throughout the world*. Int. Inst Refrigeration (IIR). París.

Thonon, B., 1995, *Design method for plate evaporators and condensers*. 1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry, No.18, pp. 37-47.

Tongu S., Makino, Y, Ohnishi, K, and Nakatsugawa, S., 1993, *Practical Operating of Small-Sized Air-Cooled Double-Effect Absorption Chiller-Heater by Using Lithium Bromide and Aqueous*. AES-Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference, ASME.

Tozer, R. and James, R.W., 1997, *Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles*. International Journal of Refrigeration, Vol. 20, Issue 2, Pages 120-135.

Tozer, R., 2002, *Sorption thermodynamics*, ASHRAE Trans 108 (1), pp. 781–791.

Tozer, R., Syed, A. and Maidment, G., 2005, *Extended temperature–entropy (T–s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles*. International Journal of Refrigeration, Vol. 28, Issue 5, Pages 689-697.

Velders, Guus J. M., Andersen, S.O., Daniel, J. S, Fahey, D.W. and McFarland, M., 2007, *The importance of the Montreal Protocol in protecting climate*, Proceedings of the National Academy of Sciences. Vol 104, pp. 4814-4819.

Venegas, M., Izquierdo, M., Rodríguez, P. and Lecuona, A., 2004, *Heat and mass transfer during absorption of ammonia vapour by LiNO₃–NH₃ solution droplets*. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 47, pp. 2653–2667.

Wang, L., Chen, G.M., Wang Q. and Zhong, M., 2007, *Thermodynamic performance analysis of gas-fired air-cooled adiabatic absorption refrigeration systems*. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, Issues 8-9, pp. 1642-1652.

Xu G.P. and Dai Y.Q., 1997, *Theoretical analysis and optimization of a double effect parallel-flow-type absorption chiller*. Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No.2, pp. 157-70.

Yazaki Corporation, 2000, *Absorbing Solution for Absorption Refrigerating Machine and Absorption Refrigerating Machine*, Japanese Patent 2000-319646.

Yoon, J.-I. and Kwon, O.-K., 1999, *Cycle analysis of air-cooled absorption chiller using a new working solution*, Energy. Vol. 24, No. 9, pp. 795-809.

Yoon, J.I., Lee, H.S., Moon, C.G., Kim, E., Kim, J.D., Saha, B.B., 2001, *Heat and mass transfer characteristics of a helical absorber using LiBr and LiBr + LiI + LiNO₃ + LiCl solutions*, in: Proc. Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics Conference, Thessaloniki, Greece. Vol. 3, pp. 2303–2308.

Ziegler, F., 1999, *Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems*. International Journal of Thermal Sciences, vol 38, I. 3, p.191-208.

Ziegler, F., 2002, *State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies*. International Journal of Refrigeration, vol 25, p.450-459.

Zogg, R.A., Feng, M.Y. and Westphalen, D., 2005, Guide for developing air-cooled LiBr absorption for combined heat and power applications, Tiax LLC.

ANEXO I. EQUIPO DE INSTRUMENTACIÓN

➤ Caudalímetros ultrasónicos

Para la medición de los caudales tanto de aceite térmico, agua, como disolución se utilizan *caudalímetros ultrasónicos FLUXUS ADM 6725* (figura I.1), en los cuales es necesario introducir una serie de parámetros de la tubería y del medio fluido para que el caudalímetro pueda efectuar correctamente la medición.



Figura I.1. Caudalímetro FLUXUS ADM 6725.

Los transductores usados son del modelo S2N que pueden operar a temperaturas entre -30 y 130°C . Para el caso concreto de la medida del caudal en la tubería del aceite y en la entrada al generador de alta temperatura se han usado unos transductores especiales de alta temperatura modelos Q3E7 (figura I.2) que pueden funcionar a temperaturas entre -30 y 200°C , y para períodos muy cortos de tiempo, hasta los 300°C .



Figura I.2. Transductores de flujo M2N y Q3E7.

Para recoger los datos registrados, este caudalímetro cuenta con una interfaz en serie que permite la transferencia de datos de medición a un ordenador. Estos datos se pueden procesar con EXCEL o cualquier otro programa de análisis de datos.

Este caudalímetro utiliza señales de ultrasonido para medir el caudal de líquidos utilizando el método de *tiempo de tránsito*. Las señales de ultrasonido emitidas por un primer transductor instalado en un lado de la tubería son reflejadas en la pared opuesta y recibidas por un segundo transductor. El aparato mide la diferencia en el tiempo de tránsito de las señales de ultrasonido y basándose en este valor, calcula la velocidad media de flujo a lo largo de la trayectoria de propagación acústica. Mediante una corrección de perfil de flujo, este caudalímetro calcula la velocidad media de flujo en la sección transversal, que es proporcional al caudal volumétrico.

La correcta selección del punto de medida es crucial para conseguir resultados fiables y con la mayor exactitud posible. La medida se debe realizar sobre una tubería en la cual se pueda propagar el sonido y donde se observe un perfil de flujo totalmente desarrollado y simétrico respecto al eje de la tubería. La propagación acústica puede asumirse cuando la tubería y el medio no atenúan el sonido totalmente, de modo que las señales pueden alcanzar el segundo transductor. Por tanto, es necesario asegurarse que la tubería esté siempre llena y que no se acumulen depósitos en ella. También se debe tener en cuenta que la presencia de codos, válvulas, etc., pueden alterar el perfil de flujo en sus proximidades y no se dará el perfil simétrico respecto al eje requerido para una correcta medición.

En estos caudalímetros no ha sido necesario efectuar su calibración pues vienen con certificado de calibración de fábrica.

Además de medir caudales los módulos fluxus son capaces también de medir temperaturas (ver apartado siguiente).

Sus especificaciones técnicas son las siguientes:

➤ **Especificaciones del caudalímetro FLUXUS ADM 6725**

Medición

Principio de medida: Correlación de la diferencia de tiempo de tránsito ultrasónico

Velocidad de flujo: 0,01-2,5 m/s

Resolución: 0,025 cm

Repetibilidad: 0,15% de lectura \pm 0,015 m/s

Exactitud: Para flujo completamente desarrollado, con perfil de simetría rotacional

Caudal volumétrico: $\pm 1\% - 3\%$ de la lectura $\pm 0,015\text{m/s}$ dependiendo de la aplicación

$\pm 0,5\%$ de la lectura $\pm 0,015\%$ m/s con calibración de proceso

Velocidad de la trayectoria: $\pm 0,5\%$ de la lectura $\pm 0,015\text{m/s}$

Fluidos medibles: todos los fluidos acústicamente conductivos con un contenido de gases o sólidos $< 10\%$ en volumen.

Electrónica

Canales de medida: 2

Alimentación: Batería recargable (6 V/4 Ah) o alimentación externa (100-240 VAC)

Tiempo operación con batería: $>10\text{h}$

Temperatura operación: $-10\ldots 60^\circ\text{C}$

Amortiguamiento señal: $0\ldots 100\text{s}$, ajustable

Ciclo de medida: $100\ldots 1000\text{Hz}$ (1canal)

Tiempo de respuesta: 1s (1canal), 70ms opt.

Funciones de medición

Cantidades de medida: Caudal volumétrico y másico, velocidad de flujo, caudal energético.

Totalizadores: volumen, masa, calor

Funciones de cálculo: media/diferencia/suma

Registrador de datos

Capacidad: 10.000

Comunicación

Interfaz: RS232

Datos: valor actual de medición, datos registrados, registros de parámetros

Sistema operativo: WindowsTM 95,98,ME,NT,2000.

Transductores de flujo (de abrazaderas)

Tipo M2N,M2E,M3N,M3E

Rango de diámetros nominal (posible): M2N,M2E: (50)100...2500mm

M3N,M3E: (50)100...6500 mm

Dimensiones: 60x30x33.5 mm

Material: Envoltura: acero inoxidable

Superficie de contacto: PEEK(M2N) o Polyimid(M2E)

Temperatura de operación: M2M,M3N: -30°C...130°C

M2E,M3E: -30°C...200°C por periodos cortos hasta 300°C

Grado de protección: IP65 según EN60529

IP68 a solicitud

Tipo Q3N,Q3E

Rango de diámetros nominal (posible): (10)25...400mm

Dimensiones: 42,5 x 18x21,5 mm

Material: Envoltura: acero inoxidable

Superficie de contacto: PEEK (Q3N) o Polyimid (Q3E)

Temperatura de operación: Q3N: -30°C...130°C

Q3E: -30°C...200°C por periodos cortos hasta 300°C

Grado de protección: IP65 según EN60529

IP68 a solicitud

➤ Sensores de temperatura

Para la medida de la temperatura se han utilizado termorresistencias Pt100. Casi todas ellas son Pt100 de *contacto*, colocadas en el exterior de los conductos. En la entrada y salida del aceite térmico al generador de alta temperatura se han colocado además dos Pt100 de tipo *intrusivo* que están en contacto con el aceite que circula por el interior de las tuberías.

Las Pt100 están conectadas a los módulos Fluxus (figura 6.9) que son capaces de medir tanto caudales como temperaturas almacenando los datos tomados en intervalos de 10 segundos.

En total se han colocado 14 Pt100 en 12 puntos diferentes (ver figura 6.6).

Especificaciones termorresistencias invasivas Pt100

Tipo: PT100

Sensor de corriente: 0,2 mA

Rango: -200...200°C

Precisión: ≤ 1 K

Resolución: 0,05 K

Conexión: 3 hilos

Resistencia principal: max. 30 Ω

➤ Sensores de presión

La medida de la presión en el generador de alta (figura I.3) y en el de baja temperatura (figura I.4) se ha llevado a cabo con transductores GEMS modelos 2600B y 1702B. Ambos sensores presentan una precisión de 0.25% del fondo de escala, proporcionando una señal de salida de 4-20 mA.

Por otra parte, los sensores de presión no soportan las altas temperaturas de operación que se desarrollan en el generador de alta (entre 150 y 180°C). Para solucionar esto se les han acoplado a los sensores ubicados a las salidas de los generadores de alta y de baja, unos conectores aislantes de temperatura cuya capacidad de disipación térmica es de 1/5 de la temperatura del fluido más la temperatura ambiente (figuras I.3 y I.4).



Figura I.3. Transductor de presión con conector aislante térmico conectado a la salida del generador de alta temperatura.



Figura I.4. Transductor de presión con conector aislante térmico conectado a la salida del generador de baja temperatura.

En el conjunto absorbedor-evaporador la presión es medida mediante un vacuómetro de membrana, modelo Membranovac marca Leybold (figura I.5a) y un vacuómetro de esfera con una escala entre 0-100 mbar de la misma marca (figura I.5b).



a)



b)

Figura I.5. Vacuómetro de membrana (a) y de esfera (b) para medir la presión en el conjunto absorbedor-evaporador.

Especificaciones transductores de presión

Rangos de presión: 0-2,5 bar

0-250 mbar

Servicio: Para gases y líquidos

Precisión: $\pm 0.1\%$ FS

Estabilidad: $\pm 1\%$ FS

Límite de temperaturas: 0-150°F (-17,8 – 65°C)

Temperaturas límite de compensación: 20-120°F (-6,67 a 48,9°C)

Límite de presión: 2x rango de presión

Efecto térmico: $\pm 0.025\%$ FS °F (0.045% FS/°C)

Requerimientos eléctricos: 10 a 35 VDC (2 hilos)

Señal de salida: 4 - 20mA

Conexiones eléctricas: 3 posiciones

Estos sensores están conectados a un sistema de adquisición de datos y a unos indicadores digitales PMA modelo Digital 280-1 (figura I.6) donde se muestran los valores de las presiones en tiempo real. Estos indicadores además de mostrar los valores que presentan las presiones sirven de fuentes de alimentación para los sensores.



Figura I.6. Indicador digital

Especificaciones indicador digital PMA 280-1

Rango Corriente: 0...20mA

Resistencia de entrada: 49 Ω (tensión requerida $\leq 2,5$ V)

Precisión: $\leq 0.1\%$

Resolución: 0,75 μ A

Rango tensiones: 0...10 V

Resistencia de entrada: 110k Ω

Precisión: $\leq 0.1\%$

Resolución: 0,4 mV

Inputs

Resolución: > 15 Bit

Decimales: 4

Nº dígitos. 5

Límite de frecuencia: 2 Hz

Filtro digital: 0,1...100s

Ciclo de escaneo: 100ms

Potencia a suministrar

Corriente alterna

Voltaje: 90...260VAC

Frecuencia: 48...62Hz

Consumo de potencia: aprox 7VA

Transferencia de datos a ordenador

RS 422/485

Protocolo: Modbus RTU

Velocidad de transmisión. 2400, 4800, 9600, 19200 bits/s

Número de controladores por bus. 32

Las conexiones a red, las conexiones a un PC y a las termorresistencias se realizarán según el esquema de conexiones de la figura I.7.

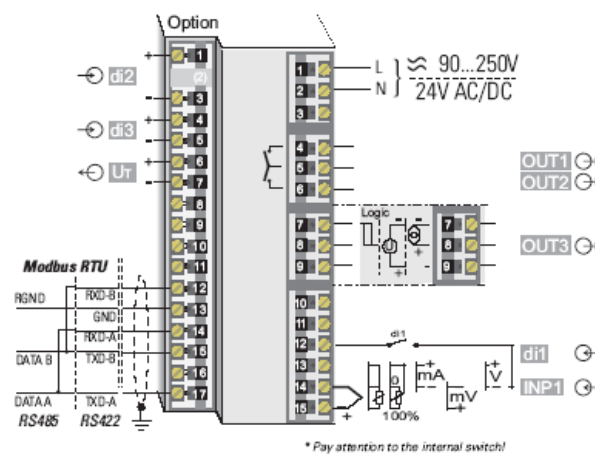


Figura I.7. Esquema de conexiones del indicador digital PMA 280-1.

➤ Sistema de adquisición de datos

Las señales proporcionadas por los transductores de presión son recogidas por un sistema de adquisición de datos Darwin modelo DC100 (figura I.8). El aparato dispone de una tarjeta de 10 canales que permite recoger de modo independiente la señal de cada sensor.



Figura I.8. Vista frontal y posterior del sistema de adquisición de datos.

Los transductores de presión facilitan una señal de corriente de 4-20mA. Sin embargo las entradas de la tarjeta del sistema de adquisición de datos están diseñadas para recibir señales de tensión de 0-5 V. Para ello se convierte la señal de intensidad en una de tensión mediante la colocación en paralelo de una resistencia de 250 ohmios.

ANEXO II. CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES

➤ Temperatura

Los coeficientes que acompañan a las variables de las diferentes ecuaciones que proporcionan los valores de las temperaturas del refrigerante puro y de la disolución, así como de la concentración de la misma son:

$$\begin{array}{lll} A_0 := -2.00755 & B_0 := 124.937 & C := 7.05 \\ A_1 := 0.16976 & B_1 := -7.71649 & D := -1596.49 \\ A_2 := -3.133362 \cdot 10^{-3} & B_2 := 0.152286 & E := -104095.5 \\ A_3 := 1.97668 \cdot 10^{-5} & B_3 := -7.95090 \cdot 10^{-4} & \end{array}$$

$$\text{- Límites de los valores de concentración (\%)} \quad X = 0..65$$

$$\text{- T}^a \text{ del refrigerante (}^\circ\text{C)} \quad t_r = \frac{t_d - \sum_{n=0}^3 B_n \cdot X^n}{\sum_{n=0}^3 A_n \cdot X^n}$$

$$\text{- T}^a \text{ de la disolución (}^\circ\text{C)} \quad t_d = \sum_{n=0}^3 B_n \cdot X^n + t_r \cdot \sum_{n=0}^3 A_n \cdot X^n$$

Estas funciones, que nos permiten calcular las temperaturas de la disolución y del refrigerante en función de la concentración, las obtenemos a partir del diagrama de Dühring.

$$\begin{array}{ll} a3 := B_3 + tr \cdot A_3 & a1 := B_1 + tr \cdot A_1 \\ a2 := B_2 + tr \cdot A_2 & a0 := B_0 + tr \cdot A_0 - t_d \end{array}$$

$$\text{- Valor inicial de tanteo} \quad X := 40$$

$$\text{- Función de cálculo} \quad X_d := \text{root}(a3 \cdot X^3 + a2 \cdot X^2 + a1 \cdot X + a0, X)$$

➤ Presión

Las presiones de saturación en el evaporador y en el condensador se calculan a partir de las temperaturas en ambos elementos según la siguiente expresión:

$$P(T) = 10^{\left(C + \frac{D}{T} + \frac{E}{T^2}\right)}$$

➤ Entalpía

A continuación calcularemos las entalpías del refrigerante y de la disolución. En el caso del refrigerante, se realiza a partir del diagrama de Mollier. Sin embargo para el caso de las entalpías de la disolución emplearemos una función obtenida del diagrama de Merkel:

$$h = \sum_{n=0}^4 A_n \cdot X^n + t \cdot \sum_{n=0}^4 B_n \cdot X^n + t^2 \cdot \sum_{n=0}^4 C_n \cdot X^n$$

Siendo,

$A_0 := -2024.33$	$B_0 := 18.2829$	$C_0 := -3.7008214 \cdot 10^{-2}$
$A_1 := 163.309$	$B_1 := -1.1691757$	$C_1 := 2.8877666 \cdot 10^{-3}$
$A_2 := -4.88161$	$B_2 := 3.248041 \cdot 10^{-2}$	$C_2 := -8.1313015 \cdot 10^{-5}$
$A_3 := 6.302948 \cdot 10^{-2}$	$B_3 := (-4.034184) \cdot 10^{-4}$	$C_3 := 9.9116628 \cdot 10^{-7}$
$A_4 := (-2.913705) \cdot 10^{-4}$	$B_4 := 1.8520569 \cdot 10^{-6}$	$C_4 := -4.4441207 \cdot 10^{-9}$

A partir de esta expresión se obtienen, por directa aplicación, las entalpías de los puntos 5, 8 y 13 (ver figura 4.1) ya que se conocen sus temperaturas y las concentraciones de la disolución en dichos puntos.

➤ Calor específico

Ahora debemos construir una subrutina que nos permita calcular el valor de la capacidad calorífica (C_p) en función de la concentración de la disolución. Esto se

consigue mediante la función $C_p(X)$, la cual nos da el valor de la capacidad calorífica para cada concentración. Esta función se ha obtenido a través del gráfico de la figura II.1., aplicando el método de mínimos cuadrados.

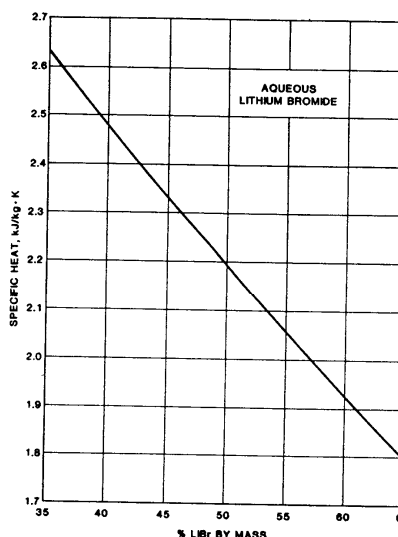


Figura II.1. Calor específico de la disolución en función de la concentración de la disolución en LiBr.

$$C_p(X) = aX + b$$

$$F(a,b) = \sum_{i=1}^n [y_i - (ax_i + b)]^2$$

$$\frac{\partial F}{\partial a} = 0$$

$$\frac{\partial F}{\partial b} = 0$$

$$\frac{\partial F}{\partial a} = \sum_{i=1}^n 2[y_i - (ax_i + b)] \cdot (-x_i) = 0$$

$$\frac{\partial F}{\partial b} = \sum_{i=1}^n 2[y_i - (ax_i + b)] \cdot (-1) = 0$$

$$\sum_{i=1}^n y_i = a \cdot \sum_{i=1}^n x_i + b \cdot n$$

$$\sum_{i=1}^n x_i y_i = a \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 + b \cdot \sum_{i=1}^n x_i$$

Sustituyendo varias parejas de puntos en las ecuaciones obtenemos 2 ecuaciones con 2 incógnitas. Resolviendo hallamos:

$$a = -0,02412$$

$$b = 3,368$$

Luego la función que andamos buscando es:

$$Cp(X) = -0,02412X + 3.368$$

➤ Densidad

Se realiza el mismo procedimiento para el cálculo de la densidad de la disolución en función de la concentración de la misma (figura II.2).

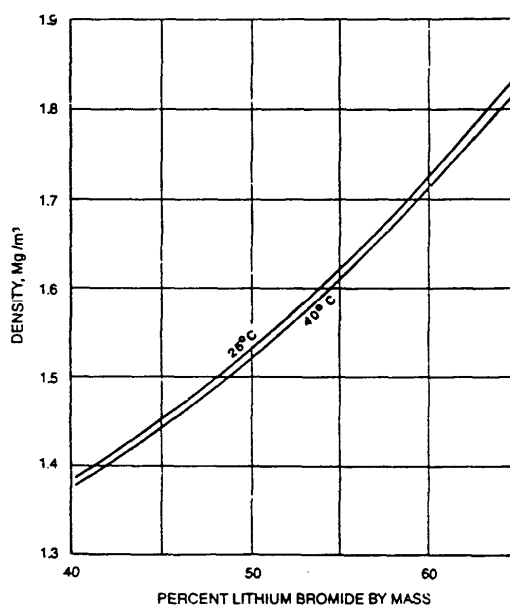


Figura II.2. Densidad de la disolución en función de la concentración de la disolución en LiBr.

Se ajusta la gráfica a una curva cuadrática y se obtiene la siguiente ecuación:

$$\rho = 0,2288X^2 - 6,0579X + 1252,6$$

ANEXO III. ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES DEL PROTOTIPO I

➤ Generador de alta temperatura

El generador de alta temperatura es un intercambiador de placas termosoldado suministrado por Alfa&Laval. Concretamente es el modelo CB26-30H de 30 placas de acero inoxidable con una superficie de intercambio de 0,53 m² y un ángulo chevron de 60°. El esquema y dimensiones del intercambiador se muestran en la figura III.1.

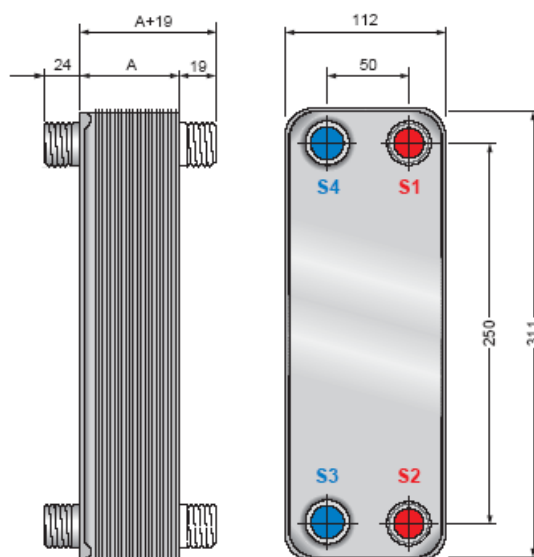


Figura III.1. Esquema y dimensiones del generador de alta temperatura (A= 81mm).

Los límites de operación vienen especificados por el refrigerante y aparecen recogidos en la tabla 6.1.

Tabla III.1. Límites de utilización del generador de alta temperatura

Datos generales	S1 S2	S3 S4
Temperatura mínima de diseño	-160°C	-160°C
Temperatura máxima de diseño	+175°C	+175°C
Presión mínima de diseño	Vacío	Vacío
Presión máxima de diseño	30 bar	30 bar
Volumen por canal	0.05 dm ³	0.05 dm ³

➤ Generador de baja temperatura

Las presiones de trabajo son inferiores a las del generador de alta temperatura: este componente trabaja en vacío con presiones que oscilan entre los 70 y los 120 mbares.

El generador de baja temperatura también se trata de un intercambiador de placas termosoldado suministrado por Alfa&Laval. Concretamente es el modelo CB76-10H de 10 placas de acero inoxidable con una superficie de intercambio de 0,27 m². En la figura 4.6 se muestra el esquema del mismo y su dimensionado.

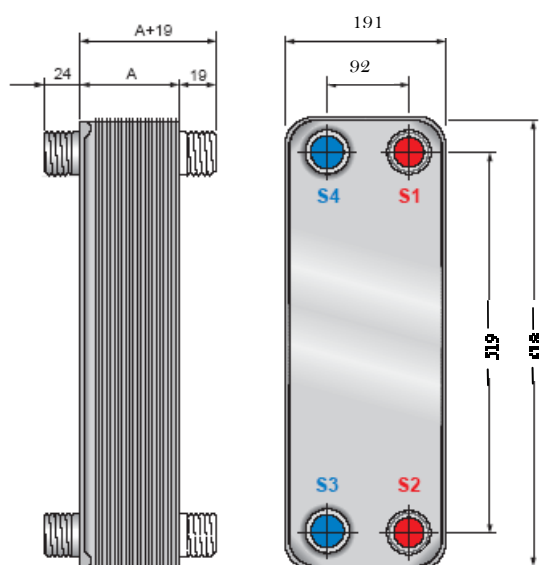


Figura III.3. Esquema y dimensiones del generador de baja temperatura (A=35mm).

En la tabla siguiente aparecen las características principales facilitadas por el fabricante:

Tabla III.2. Límites de utilización del generador de alta temperatura.

Datos generales	S1 S2	S3 S4
Temperatura mínima de diseño	-160°C	-160°C
Temperatura máxima de diseño	+175°C	+175°C
Presión mínima de diseño	Vacío	Vacío
Presión máxima de diseño	54 bar	54 bar
Volumen por canal	0.095 dm ³	0.095 dm ³

➤ Condensador y subenfriador

El condensador utilizado es del tipo de tubos aleteados de la marca BTU. Los tubos son de cobre y las aletas de aluminio (tabla III.3). Este intercambiador ha sido diseñado para evacuar alrededor de 7 kW, utilizando para ello aire aspirado por un ventilador situado en la parte superior de la máquina.

Tabla III.3. Condiciones de utilización del condensador.

Datos generales	Refrigerante	Aire
Temperatura mínima de operación	-160°C	-160°C
Temperatura máxima de operación	+175°C	+175°C
Presión mínima de operación	Vacío	
Presión máxima de diseño	200 bar	
Coefficiente global de transferencia de calor (U)	20 W/m²K	
Área de intercambio	46,9 m²	

El subenfriador es un intercambiador del mismo tipo que el condensador: tubos de cobre con aletas de aluminio. En este módulo se subenfriaba el condensado de refrigerante procedente del generador de baja (ver tabla III.4).

Tabla III.4. Condiciones de utilización del subenfriador.

Datos generales	Refrigerante	Aire
Temperatura mínima de operación	-160°C	-160°C
Temperatura máxima de operación	+175°C	+175°C
Presión mínima de operación	Vacío	
Presión máxima de operación	200 bar	
Coefficiente global de transferencia de calor (U)	20 W/m²K	
Área de intercambio	46,9 m²	